

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra mechanické technologie**

**Analýza provozní životnosti brzdových kotoučů  
železničních vozů**

**Analysis of the Service Life of the Brake Discs of  
Railway Wagons**

**Student:**

**Bc. Radim Plhák**

**Vedoucí diplomové práce:**

**prof. Ing. Jiří Hrubý, CSc.**

**Ostrava 2019**

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radim Plhák**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 6208T116 Průmyslové inženýrství  
Téma: **Analýza provozní životnosti brzdových kotoučů železničních vozů**  
**Analysis of the Service Life of the Brake Discs of Railway Wagons**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

1. Provozní analýza brzdových systémů osobních železničních vozů
2. Analýza nákladů a času výměny brzdových kotoučů
3. Návrh unifikace brzdových systémů modernizovaných vozů
4. Technické a ekonomické hodnocení návrhu

### Seznam doporučené odborné literatury:

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. *Metodika konstruování kolejových vozidel*. 2. vyd. Praha, ČVUT 1992, 178 s., ISBN 80-01-00815-0  
KUBEC, J. *Brzdová ústrojí železničních vozů ČSD*. Praha, Nakladatelství dopravy a spojů 1981, 329 s.  
DUDORKIN, J. *Operační výzkum*. 3. vydání. Praha, České vysoké učení technické 1997, 296 s. ISBN 80-01-01571-8  
ČSN EN 15179 (284041), *Železniční aplikace - Brzdění - Požadavky na brzdové systémy osobních vozů*

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jiří Hrubý, CSc.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

Ing. Lucie Krejčí, Ph.D.  
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Tato práce byla vypracována se souhlasem technického ředitele společnosti Pars nova a.s. v Šumperku.

V Ostravě, dne 15. 5. 2019

  
podpis studenta

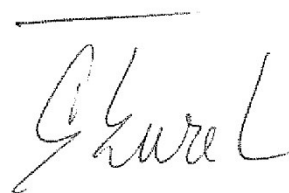
Prohlášení spolupracující osoby

Souhlasím se zveřejněním této diplomové práce dle požadavků čl.6, odst.9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v diplomových studijních programech VŠB-TU Ostrava.

Spolupracující společnost: Pars nova a.s.

Jméno a příjmení oprávněné osoby: Ing. Karel Škurek

V Ostravě, dne 15. 5. 2019

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'K. Škurek', written over a horizontal line.


podpis oprávněné osoby



Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jeho použití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě, dne 15. 5. 2019

  
podpis studenta

**Adresa trvalého pobytu autora práce:**

Chromeč 128

789 01 Chromeč

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

PLHÁK, R. Analýza provozní životnosti brzdových kotoučů železničních vozů: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra obrábění, montáže a strojírenské metrologie, 2019, 93 s, vedoucí práce: prof. Ing. Jiří Hrubý, CSc.

Diplomová práce se zabývá problematikou nadměrného opotřebovávání brzdových kotoučů železničních osobních vozů. Teoretická část se věnuje teorii brzdění, hlavním druhům brzd, samočinné tlakové brzdě a částem, ze kterých se skládá. V experimentální části se nachází analýza provozního opotřebení brzdových kotoučů konkrétního osobního vozu v provozu. Další část přináší výpočty zábrzdných drah a brzdících procent osobního vozidla v různých rychlostech. Následuje návrh na změnu brzdových zařízení a úpravu podvozku vozu. Nakonec je provedeno technickoekonomické zhodnocení a závěr, který shrnuje všechny dosažené výsledky.

## **ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS**

PLHÁK, R. Analysis of the Service Life of the Brake Discs of Railway Wagons: Diploma thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machining, Assembly and Engineering Metrology, 2019, 93 p. Thesis head: prof. Ing. Jiří Hrubý, CSc.

The thesis deals with the problem of excessive wear of brake discs of railway passenger wagons. The theoretical part deals with braking theory, main types of brakes, automatic pressure brakes and parts which it is composed of. In the experimental part there is an analysis of the operational wear of the brake discs of a concrete passenger car in traffic. The next part deals with the calculation of braking distances and braking percentages of a passenger wagon at different speeds. This is followed by a proposal of the change of the brake devices and the modification of the chassis of the vehicle. Finally, there is mentioned a technical-economic evaluation and a conclusion, which summarizes the results.

## **PODĚKOVÁNÍ**

Mé poděkování patří zaměstnancům technického úseku firmy Pars nova a.s. a zaměstnancům DKV Olomouc za poskytnutí odborných informací a dozor nad vykonanými úkony. Především chci poděkovat vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Jiřímu Hrubému, CSc., a také konkrétním zaměstnancům firmy, a to Ing. Karlovi Škurkovi a Janovi Mertovi.

## Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk .....	10
1. Úvod.....	12
1.1 Představení společnosti Pars nova a.s. ....	13
2. Historie používání brzdících systémů v železniční dopravě .....	14
2.1 První brzdy .....	14
2.2 Založení železnice ve Francii.....	14
2.3 První lokomotivy a vozy pro pasažéry .....	15
2.4 Éra vzduchu.....	15
2.5 Počátek kotoučových brzd .....	16
3. Teorie brzdění .....	17
3.1 Klasifikace brzdových systémů.....	17
3.2 Princip brzdění .....	18
3.2.1 Kinetická energie .....	19
3.2.2 Síly při brzdění.....	19
3.2.3 Silové poměry u brzděného kola .....	20
4. Samočinná tlaková brzda .....	23
4.1 Popis činnosti samočinné tlakové brzdy .....	23
4.2 Osobní a nákladní brzda.....	24
4.3 Kompresory.....	25
4.4 Hlavní vzduchojem .....	27
4.5 Hlavní potrubí .....	28
4.6 Brzdíč .....	28
4.6.1 Brzdíč samočinné tlakové brzdy DAKO BS 2.....	29
4.6.2 Brzdíč samočinné tlakové brzdy DAKO BSE .....	30
4.7 Rozvaděč.....	30
4.7.1 Funkce brzdového rozvaděče.....	31
4.8 Brzdový válec .....	32
4.9 Další zařízení v obvodu samočinné tlakové brzdy.....	33
5. Rozdělení brzd .....	35
5.1 Špalíková brzda.....	35
5.2 Kotoučová brzda .....	36
5.3 Brzdy dynamické .....	38
5.3.1 Elektrické dynamické brzdy.....	38
5.3.2 Hydrodynamické brzdy .....	38
5.4 Elektromagnetická kolejnicová brzda .....	39
5.5 Brzda vířivými proudy .....	39
6. Experimentální část.....	41
6.1 Popis sledovaných vozů .....	41

6.1.1	Osobní vůz Bdpee <sup>231</sup> .....	41
6.1.2	Osobní vůz Bdmpee <sup>233</sup> .....	43
6.2	Analýza provozní životnosti brzdových kotoučů.....	45
6.3	Výpočty brzdového zařízení Bdpee <sup>231</sup> a srovnání s výpočty výrobce brzdy.....	51
6.3.1	Výpočet brzdy vozu Bdpee <sup>231</sup> v režimu R.....	51
6.3.2	Výpočet brzdy - 120 km/h.....	54
6.3.3	Výpočet brzdy - 140 km/h.....	55
6.3.4	Výpočet brzdy - 160 km/h.....	55
6.4	Návrh úpravy podvozku vozu Bdpee <sup>231</sup> pro montáž brzdové výstroje z vozu Bdmpee <sup>233</sup> .....	56
7.	Technicko-ekonomické zhodnocení.....	58
7.1	Výpočet nákladů na použitý materiál při realizaci úpravy podvozku .....	58
7.2	Výpočet nákladů na práci při realizaci úpravy podvozku .....	59
7.3	Výpočet nákladů na práci a použitý materiál při výměně brzdových kotoučů v současném systému údržby vozidla Bdpee <sup>231</sup> .....	62
7.4	Výpočet návratnosti investice na změnu brzdového zařízení vozu Bdpee <sup>231</sup> .....	63
8.	Závěr .....	65
	Seznam použité literatury.....	66
	Seznam obrázků .....	68
	Seznam tabulek .....	70
	Seznam příloh .....	72
	Příloha A – Původní koncepce údržby BK vozů Bdpee <sup>231</sup> .....	73
	Příloha B – Navrhovaná koncepce údržby BK vozů Bdpee <sup>231</sup> .....	74
	Příloha C – Výkresová dokumentace úpravy podvozku, 18 s.....	75

## Seznam použitých symbolů a zkratek

Značení	Význam	Jednotky
BK	Brzdový kotouč	[-]
BJ	Brzdová jednotka	[-]
TGV	Vysokorychlostní vlak (Train à Grande Vitesse)	[-]
CNC	Číslicové řízení obráběcích strojů počítačem	[-]
ŽKV	Železniční kolejové vozidlo	[-]
O	Provozní ošetření	[-]
M	Malá prohlídka	[-]
VY	Periodická oprava vyvazovací	[-]
H	Periodická oprava hlavní	[-]
G	Nákladní brzda	[-]
R	Rychlíková brzda	[-]
P	Osobní brzda	[-]
$E_k$	Kinetická energie	[J]
$E_{kc}$	Celková kinetická energie	[J]
M	Hmotnost	[kg]
V	Rychlost	[m/s]
$F_b$	Celkové svěrné síly jedné sestavy jednotky kotoučové brzdy	[N]
$L_z$	Zábrzdná dráha	[m]
$f_b$	Průměrná měrná brzdicí síla	[N/kg]
$P_1$	Prítlačná síla brzdového obložení k brzdovému kotouči	[N]
$F_{b1}$	Brzdící síla jedné brzdové destičky	[N]
$F_A$	Adhezní síla	[N]
$F_G$	Gravitační síla kola	[N]
$\Omega$	Úhlová rychlost otáčení kola	[rad/s]
N	Počet brzdových destiček na voze	ks
P	Maximální celková síla na brzdové destičky	[N]
J	Moment setrvačnosti	[kg.m <sup>2</sup> ]
R	poloměr kola	[m]
D	průměr kola	[m]
$m_{ROT}$	Ekvivalentní rotující hmota	[kg]
$m_{dyn}$	Setrvačná hmotnost	[kg]
$m_{ST}$	Statická hmotnost	[kg]
$i_{rig}$	Převodový poměr centrálního pákoví brzdy	[m]
A	Páka třmenu	[m]
B	Páka třmenu	[m]
$F_C$	Výstupní síla válce	[N]
$p_c$	Tlak v brzdovém válci	[Pa]
$A_C$	Čelní plocha pístu brzdového válce	[m <sup>2</sup> ]
$F_{s,c}$	Síly vnitřních pružin brzdového válce	[N]

$r_s$	Střední třecí poloměr brzdového obložení brzdového kotouče	[m]
$a_e$	Ekvivalentní zpomalení	[m/s <sup>2</sup> ]
$F_{B,i}$	Střední brzdící síla sestavy jednotky kotoučové brzdy	[N]
$F_{ext}$	Vnější síly (odpor vlaku, sklon)	[N]
$s_t$	Teoretická zábrzdna dráha	[m]
$v_0$	Počáteční rychlost	[m/s]
$v_{fin}$	Konečná rychlost	[m/s]
$t_e$	Ekvivalentní aktivační doba	[s]
$\Lambda$	Brzdící procento	[%]
$B_o$	Brzdící váha jednoho vozu	[t]
$F$	Součinitel smykového tření	[-]
$M$	Součinitel adheze	[-]
$\eta_{rig, dyn}$	Účinnost pákovi v dynamických podmínkách	[-]
$F_{B,C}$	Střední brzdící síla na kolo pro jednu jednotku kotoučové brzdy	[-]
$\mu_m$	Střední součinitel tření obložení	[-]
$i_{tra}$	Převodový poměr na hnací převodovce, v případě bez převodovky	[-]
$\eta_{tra}$	Účinnost převodovky, v případě bez převodovky	[-]
$i_C$	Vnitřní převodový poměr / součinitel brzdové jednotky	[-]
$\eta_C$	Účinnost brzdového válce	[-]

## 1. Úvod

Železniční doprava je vedle letecké a silniční dopravy jednou z nejvýznamnějších přepraveců velkých množství různých materiálů nebo osob. V osobní dopravě se může zdát, že je železnice již zastaralým způsobem. Opak je pravdou. Světové společnosti vydávají velké investice na stavbu vysokorychlostních tratí a celkové zvýšení rychlostí a komfortu při cestování. Počátky české železnice sahají do začátku 19. století, kdy na českém území zahájila provoz koněspřežná dráha. Ještě koncem století byla zprovozněna parostrojní železnice, která již měla klasický rozchod kolejí takový, jak jej známe dnes.

Způsob, jak docílit zpomalení nebo zastavení jakéhokoliv vozidla, je použít brzdové zařízení. Brzda je základním vybavením všech vozidel, které se řízeně pohybují. Slouží jako zásadní činitel pro dosažení maximální bezpečnosti na železnicích. V současnosti je v osobní kolejové dopravě nejvíce využíváno brzd kotoučových, se kterými souvisí i téma této práce.

Cílem diplomové práce je nastínit problematiku vývoje brzdových zařízení železničních vozů, vysvětlit samotnou teorii brzdění a jeho princip. Nachází se zde popis nejdůležitějších zařízení a částí brzdového ústrojí a popis jejich funkce. Hlavním cílem experimentální části je řešení problematiky nadměrného opotřebovávání brzdových kotoučů konkrétního osobního železničního vozu řady Bdpce<sup>231</sup>. Postup práce začíná výzkumem a sledováním provozního opotřebení brzdových kotoučů osobního vozu v intervalu tří měsíců a porovnáním stavu s BK podobného osobního vozidla řady Bdmpe<sup>233</sup>, u kterého se nadměrné opotřebení neprojevuje. Následují výpočty zábrzdných drah a brzdících procent při různých počátečních rychlostech a návrh na úpravu brzdového zařízení, které vyřeší současný stav. Součástí práce je také výkresová dokumentace úpravy rámu podvozku, kterou je nutné uskutečnit pro realizaci návrhu. Závěrem je provedeno zhodnocení nákladů návrhu a vypočtena návratnost celkové finanční investice.



## 1.1 Představení společnosti Pars nova a.s.

Společnost Pars nova a.s. se řadí k tradičním českým firmám. Společnost si za roky provozu vybudovala významné postavení na českém trhu v oblasti výroby, modernizací a oprav kolejových vozidel.

Pars nova a.s. byla založena po II. světové válce dne 8. 12. 1947 v Šumperku pod názvem ČSD – Dílny. V roce 1973 se změnil název firmy na dodnes zažité pojmenování ŽOS Šumperk (Železniční opravny a strojírny).

Zpočátku se podnik specializoval pouze na opravy kolejových motorových vozidel. Postupným vývojem se z firmy začala stávat prototypová opravna, kde se kromě motorových vozů opravovaly i lokotraktory, elektrické lokomotivy všech řad a různá speciální vozidla pro údržbu trolejí. Za prvních 15 let chodu podniku se stihlo opravit téměř 8 000 různých kolejových vozidel různých řad a typů.

Dalším důležitým zápisem do historie se stala privatizace podniku společností Pars DMN s.r.o., která proběhla roku 1993. Název Pars nova a.s. se používá od roku 2000, kdy byla založena akciová společnost. Stávající stav trvá od března 2008, kdy byla firma začleněna do skupiny Škoda Transportation. Tu nyní od roku 2016 vlastní investiční skupina PPF Petra Kellnera. [14]

Hlavní zaměření firmy:

- Modernizace motorových vozů a jednotek, elektrických jednotek, elektrických lokomotiv, osobních kolejových vozů, tramvají a agregátů
- Rekonstrukce motorových vozů na řídicí vozy
- Opravy hlavní a periodické, opravy násilného poškození motorových vozů a jednotek, elektrických jednotek, elektrických lokomotiv a osobních vozů
- Výroba a montáž konstrukčních celků a tramvají

## 2. Historie používání brzdících systémů v železniční dopravě

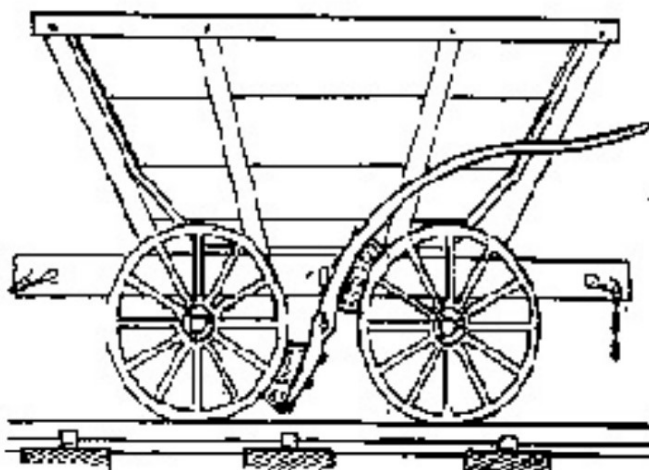
### 2.1 První brzdy

Historie železničních brzdových systémů začíná v roce 1550 v Evropě, v Leberthalových dolech, v Alsasku (Francie). Získaný nerost se dopravoval pomocí vozíků, které měly železná kola otáčející se na rampách, které se v té době ještě nepovažovaly za kolejnice. Historici tvrdí, že kus dřeva, nacházející se horizontálně nad kolem, byl uchycený na straně vozíku. Řidič tak mohl tlačít rukou nebo nohou na obvod kola a snižovat tak rychlost těchto těžebních vozíků jedoucích po mírně klesajících tratích. [7]

O dvě stě let později, v polovině 18. století, se všude po Evropě doprava rozšiřovala. Můžeme říci, že vozidla v této době mohou být klasifikována jako silniční. Ve Francii byla tato vozidla vybavena tzv. mechanickým brzdovým systémem, který pro brzdění umožnil řidiči použít jednu nebo více brzdových bot, aniž by musel vstát ze sedadla. Tyto brzdové čelisti („boty“) byly ovládány pákou, která byla k dispozici v blízkosti řidiče: jedná se o první řízený brzdový systém. [7]

### 2.2 Založení železnice ve Francii

Rok 1827 je důležitý v průmyslové historii Francie s vynalezením železnice mezi Saint Etienne a Andrézieux. Ve směru klesání byly vlaky, které se skládaly až ze 14 vozidel, z nichž každé vážilo 5 tun (1 tunu prázdný), a ty se pohybovaly prostým efektem gravitace. Byly vybaveny brzdovým systémem na každém voze, vyrobeným ze dvou zdrží, namontovaných pákách, které se otáčely kolem osy spojené s rámem vozu. [7]



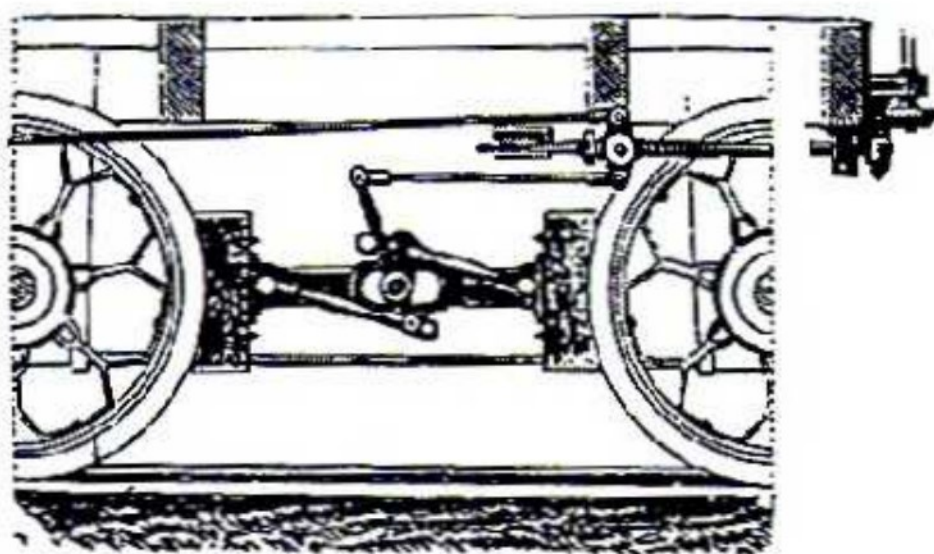
*Obrázek 1- Brzdový systém používaný na vagonech kolem roku 1827 [7]*

### 2.3 První lokomotivy a vozy pro pasažéry

V roce 1831 jsou uvedeny do provozu dvě první lokomotivy s kotlem, které postavil Marc Seguin. Zajímavým aspektem je, že distribuce páry ve válcích byla navržena tak, že v případě neočekávané překážky na trati bylo možné zpomalit vlak zpětným chodem: Dynamická brzda se tak vyvíjela ve stejnou dobu, jako pohon lokomotiv. [7]

Další rok (1832) se objevila mechanická brzda na zásobníku paliva a vody parní lokomotivy (Samson - anglická lokomotiva dovezená do Francie). Byla to nášlapná brzda ovládaná pomocí šroubů, což umožňovalo dlouhodobé používání, aniž by bylo nutné udržet páku v poloze, která by unavovala řidiče. Tato brzda byla ovládána buď řidičem, nebo jeho asistentem. [7]

Rok 1837 představoval zrození železniční brzdy s otevřením prvních pravidelných linek osobní dopravy mezi Paříží a Saint Germain en Laye. V tu dobu se objevovalo několik typů brzd, které byly stále založeny na principu brzdových zdrží aplikovaných na kole, ale byly ovládané různými způsoby: klíny, tyče, ozubená kola. Brzdy byly instalovány na jedné nebo obou stranách kol, aby se zvýšila účinnost brzdění a brzdná síla. [7]



*Obrázek 2 - Brzdový systém řízený šroubem a táhly v roce 1837 [7]*

### 2.4 Éra vzduchu

Ačkoli první patent na pneumatickou brzdou pochází z roku 1844, testovat se začal až v roce 1862. První, kdo začal používat pneumatickou brzdou v železničním provozu byla francouzská společnost Compagnie des Chemins de Fer du Nord v roce 1877. [7]

Princip spočíval ve vytváření vakua v potrubí instalovaném podél vlaku, které spojovalo všechny vozy. Nasátím pístu do válce píst generoval sílu, která spínala brzdové čelisti. Pro uvolnění brzdy se píst vrátil zpět do původní polohy vlivem gravitace (což vyžadovalo vertikální instalaci

válce) - vynález George Westinghouse. Souběžně se vyvíjela další pneumatická brzda používající stlačený vzduch, kterou známe dnes. [7]

## **2.5 Počátek kotoučových brzd**

Rok 1960 se vyznačuje velkým technologickým skokem. Během tohoto roku začal závod v rychlosti vývoje s osobními automobily. V Japonsku a ve Francii začaly jezdit vysokorychlostní vlaky rychlostí 200 až 210 km/h. V takové rychlosti je pak brzdění kol pomocí brzdových zdrží nedostatečné z důvodů malé účinnosti a vysokého tepelného namáhání na kolech. Zvýšení rychlostí vlaků vyžaduje instalaci kotoučové magnetické brzdy. [7]

Od roku 1960 do dneška se výzkum v podstatě soustřeďuje na rozptýlení kinetické energie vlaků, která je při zvyšování rychlosti stále větší. V dnešní době jde dopředu hlavně vývoj elektrické asistence vzduchových brzd, také vývoj různých konstrukčních a pneumatických vylepšení, která dokáží zvýšit účinnost brzdového systému. Ale základní princip Westhousovi pneumatické brzdy (1877) zůstal nezměněn a denně se používá i na francouzských TGV, které denně dosahují rychlostí okolo 320 km/h. [7]

### 3. Teorie brzdění

#### 3.1 Klasifikace brzdových systémů

Vzhledem ke konstrukčním, funkčním a provozním charakteristikám kolejových vozidel, brzdové systémy musí splňovat určité specifické požadavky. Některé z nejdůležitějších jsou zde zdůrazněny.

Při dosahování bezpečných brzdných účinků, které umožňují snížení rychlosti vlaku, při zastavení nebo při udržování rychlosti, je velmi důležité, aby brzda a proces brzdění nebyl ovlivňován podmínkami prostředí. Po stránce provozní bezpečnosti musí být v brzdících systémech zahrnuta i možnost, že v případě zvláštního nebezpečí je možné vlak zabrzdit z každého vozu bez nutnosti, aby vlak zastavil strojvedoucí. [8]

Také centralizované řízení brzdných a uvolňovacích akcí, tak jako i přenos brzdných příkazů po celém vlaku musí být jednoduché, bezpečné, účinné a maximálně spolehlivé. Brzdové systémy musí umožňovat adekvátní brzdné a uvolňovací úrovně, které dávají řidiči možnost správně přizpůsobit brzdnou sílu v závislosti na okamžité dopravní podmínky. Kromě toho vzniklé přechodné jevy při brzdění, jako je vznik tepla, by neměly vést k zatížení konstrukce vlaku, které by mohlo ovlivnit bezpečnost provozu. Brzdné síly by však neměly mít vliv na celistvost přepravovaného zboží nebo pohodlí cestujících, a to ani z důvodu zpomalení, otřesů vlaku, otravných vibrací a hluku, špatného zápachu atd. [8]

Pokud jde o konstrukci součástí brzdových systémů, zejména těch, které jsou namontovány pod podvozkem vozidla nebo na podvozku, musí mít nízkou hmotnost a takové rozměry a tvary, aby vyhovovala obrysu traťového profilu. Podle konstrukčního návrhu pohyblivé mechanické prvky brzdové soustavy, a hlavně jejich dráhy, po kterých se pohybují, musí správně fungovat bez ohledu na skutečnost, jestli je vozidlo prázdné nebo naložené na maximální kapacitu. Opotřebení všech konstrukčních prvků brzdového systému i samotného vozidla musí být vždy v mezích povolených předpisů. [8]

Opotřebení třecích prvků používaných k dosažení potřebných sil ke zpomalení nebo zastavení vlaku (brzdové destičky, zdrže atd.) musí být co nejmenší a jejich činnost nesmí ovlivnit geometrii profilů kol nebo kolejnic. Je také velmi důležité, aby teplo, které vzniklo při brzdění, zůstávalo v přijatelných mezích, aniž by to ovlivnilo účinnost brzd nebo jiné prvky vozidla nebo trati. [9]

V závislosti na tom, jak je brzdění prováděno a podle způsobu vyvíjení brzdných sil, existují různé typy brzdových systémů:

- Ruční brzdy, které se aktivují ručně pomocí kola nebo páky uvnitř vozidla. Tyto brzdy se používají k zajištění odstavených vozidel proti pohybu, ne pro brzdění během

provozu. Obvykle tento typ brzdy známe jako parkovací brzdy. [8]

- Pneumatické brzdy fungují na principu využívání změny tlaku vzduchu pro ovládání brzdových destiček nebo zdrží, které vytvářejí brzdný účinek a jejich uvolnění. Naprostá většina vlaků používá stlačený vzduch, mění úroveň tlaku vzduchu v brzdovém potrubí a tím mění stav brzdy na každém vozidle. V případě zapojení více vozů do soupravy, brzdové potrubí přenáší stlačený vzduch do brzdových válců každého vozidla. [8]
- Elektro-pneumatické brzdy, fungují na stejném principu jako pneumatické, mají však elektrické ovládání. Brzdové potrubí pak rozvádí stlačený vzduch do brzdových válců stejně jako u pneumatické brzdy. [8]
- Kolejové brzdy jsou obvykle ovládané elektricky a brzdných sil je dosaženo díky silným magnetickým silám vyvolaným velkými elektromagnety, které jsou zavěšeny pod podvozkem vozidla blízko povrchu kolejnic. Pokud jsou brzdné síly vytvářeny silami mezi elektromagnety a kolejnicemi, jedná se o elektromagnetickou kolejnicovou brzdu. Pokud elektromagnetické pole vytváří v kolejnicích vířivé proudy, vytváří síly působící v opačném směru pohybu vlaku, je to vířivý brzdový systém. Na stejném principu je rotační brzdný systém vířivých proudů. [8]
- Elektrické brzdění je založeno zejména na oboustrannosti elektrického motoru. Elektrické trakční motory jsou připojeny tak, aby sloužily jako generátor brzdné síly. Prakticky je kinetická energie (při jízdě) přeměněna na elektrickou energii. Pokud se výkon generovaný během brzdění přemění v teplo prostřednictvím rezistorů, jde o reostatické brzdění. Na elektrifikovaných železnicích je také možné přeměnit energii vlaku zpět na použitelnou energii odpojením brzdového proudu do trakčního napájecího vedení, což je případ regeneračního brzdění. [8]
- Hydraulické brzdy pracují s hydraulickým olejem. V závislosti na dosažení brzdné síly mohou být hydrostatické, pokud způsobují nárůst tlaku oleje, nebo hydrodynamické, když je kinetická energie vozidla převedena na rotor hydraulického čerpadla. [8]

### 3.2 Princip brzdění

Aby se vozidlo mohlo pohybovat, musí na něj působit vnější síly ve směru pohybu. Tím, že se vozidlo uvede do pohybu, působící síly konají práci, která se ve vozidle zachová ve formě kinetické energie  $E_k$ .

Pokud potřebujeme, aby jedoucí vozidlo zastavilo, nebo snížilo rychlost, je nutné pohybovou energii ztratit. Toho lze dosáhnout přeměněním kinetické energie v energii jiného druhu, nejčastěji na tepelnou. Tento jev nazýváme brzdění a síla, která působí proti směru pohybu vlaku, se jmenuje brzdící síla. [9]

Rozeznáváme 3 druhy brzdění:

- zastavovací – brzdění z počáteční rychlosti až na rychlost nulovou
- regulační – snížení jízdní rychlosti
- brzdění na spádu – používá se tam, kde by nebržděné vozidlo dosáhlo nežádoucí rychlosti

### 3.2.1 Kinetická energie

Kinetická energie pohybujícího se vozidla je dána:

- hmotností vozidla  $m$  [kg]
- rychlostí vozidla  $v$  [ $\frac{m}{s}$ ]

Velikost kinetické energie je určena vztahem:

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad [J] \quad (1)$$

I když je pohyb kolejových vozidel postupný, je nutné k němu přičíst pohyb těles, která konají rotační pohyb např. kola, nápravy, setrvačníky spalovacích motorů atd. Tyto otáčející se tělesa mají v sobě při pohybu také setrvačnost, která se při výpočtech zohledňuje dosazením součinitele  $k$ . Pro nákladní vozy se dosazuje  $k=1,15$ ; elektrické lokomotivy  $k=1,30$ . [9]

Celková kinetická energie:

$$E_{kc} = E_k \cdot k \quad [J] \quad (2)$$

### 3.2.2 Síly při brzdění

Pohybová energie vozidla, které brzdí po určité dráze do chvíle, než se vozidlo dostane do klidového stavu, se měří pomocí práce brzdící síly. Ztracená kinetická energie vozidla  $E_k$  se rovná součinu průměrné brzdící síly  $F_b$  a zábrzděné dráhy  $L_z$ . Z toho plyne:

$$F_b = \frac{E_k}{L_z} \quad [N] \quad (3)$$

Reálná průměrná brzdící síla, která je nutná k zastavení vozidla, je menší, protože proti jeho pohybu působí další síly, jako je odpor vnějšího prostředí, nebo odpor trati atd.

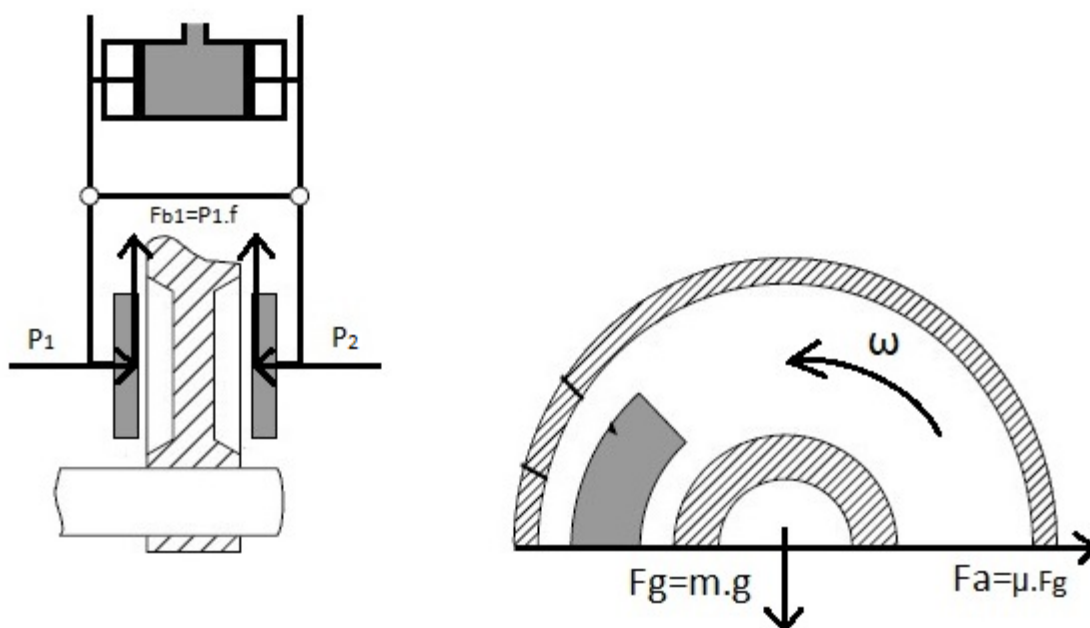
Když se vydělí vypočtená průměrná brzdící síla hmotností vozidla, spočítá se průměrná měrná brzdící síla  $f_b$ , která udává potřebnou průměrnou brzdící sílu na kg hmotnosti vozidla. [9]

$$f_b = \frac{F_b}{m} \quad \left[ \frac{N}{kg} \right] \quad (4)$$

### 3.2.3 Silové poměry u bržděného kola

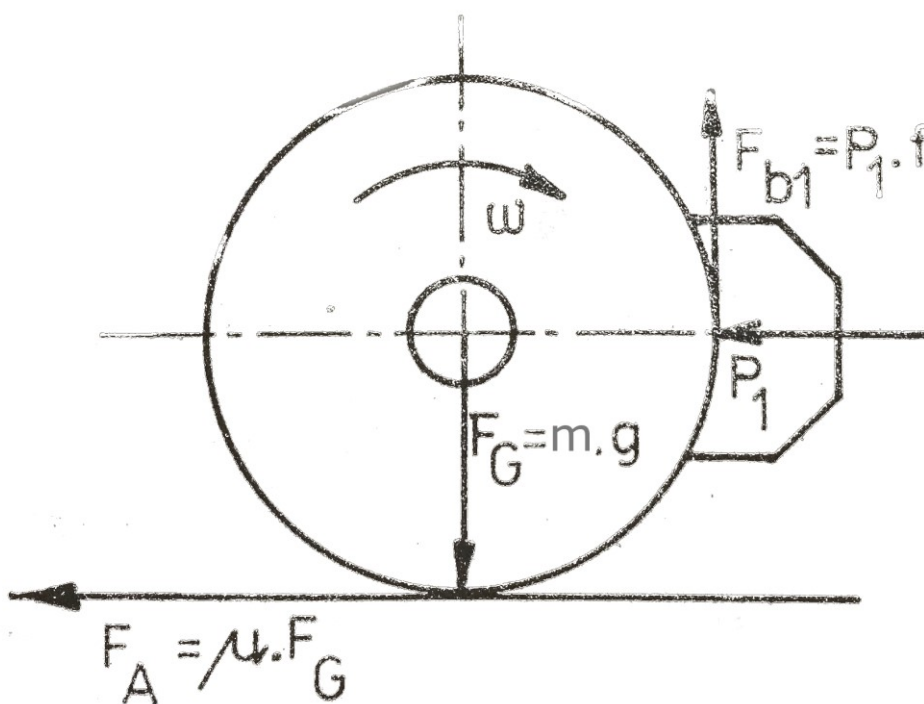
Každá brzdová zdrž nebo destička je ke kolu nebo brzdovému kotouči přitlačována silou  $P_1$ . V případě špalíkové brzdy vzniká mezi zdrží a jízdní plochou kola smykové tření. Pokud se jedná o kotoučovou brzdu, toto tření vzniká mezi brzdovým kotoučem a brzdovou destičkou. Třením vzniká síla  $F_{b1}$ , která působí proti směru otáčení kola nebo brzdového kotouče. Velikost této síly je dána vztahem:

$$F_{b1} = P_1 \cdot f \quad [kN] \quad (5)$$



Obrázek 3 - Silové poměry u kotoučové brzdy při brzdění [9]





Obrázek 4 - Silové poměry u špalíkové brzdy při brzdění; [9]

kde  $P_1$  = síla na zdrž (destičku),  $F_b$  = brzdící síla,  $F_{b1}$  = brzdící síla jedné zdrže (destičky),  $F_A$  = adhezní síla,  $F_G$  = gravitační síla kola,  $\omega$  = úhlová rychlost otáčení kola.

Celková síla brzdění vozidla  $F_b$  je dána součtem jednotlivých brzdících sil  $F_{b1}$  všech zdrží (destiček)

$$F_b = n \cdot F_{b1} \quad [kN] \quad (6)$$

kde  $n$  je počet zdrží (destiček) na voze.

Aby bylo dosaženo brzdění s nejvyšší účinností, musí se kolo po kolejnici valit, tzn. nesmí dojít k jeho úplnému zastavení při jízdě vozidla. Tento jev se nazývá smýkání, nebo zablokování kola po kolejnici. [9]

Maximální síla, která může působit na kolo ve styku s kolejnici, je závislá na kolmé síle, kterou působí kolo na kolejnici a na součiniteli adheze. Tato síla se nazývá adhezní síla  $F_A$  a je dána součinem

$$F_A = \mu \cdot F_G \quad [kN] \quad (7)$$

kde  $F_G$  je gravitační síla kola,  $\mu$  je součinitel adheze.

Aby nedošlo ke smyku, musí být adhezní síla větší nebo rovna brzdící síle.

$$F_A \geq F_b \quad (8)$$

Pokud je celková síla brzdění větší jak adhezní síla, dojde k jevu, který se nazývá smyk kola po kolejnici. Tím se brzdící účinek zmenší, protože součinitel smykového tření  $f$  mezi kolem a kolejnicí je menší než součinitel adheze  $\mu$ . [9]

Nejvyšší celková síla, která může působit na zdrže (brzdové destičky), aby nedocházelo ke smýkání kole, vypočte se ze vztahu:

$$P \cdot f \geq F_G \cdot \mu \quad [kN]; \quad (9)$$

$$P \geq \frac{\mu}{f} \cdot F_G \quad [kN] \quad (10)$$

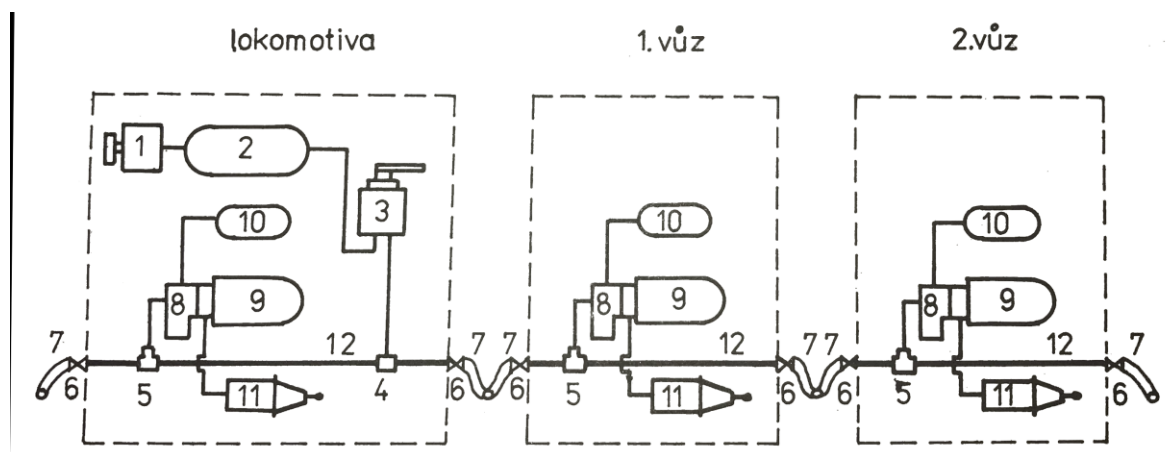
kde  $P$  je maximální celková síla na zdrže (brzdové destičky) a  $f$  je součinitel smykového tření.

## 4. Samočinná tlaková brzda

Brzda, která se používá v dlouhých soupravách má specifické vlastnosti. Brzdy na každém voze musí být obsluhovány z kabiny strojvedoucího, musí být samočinná, a hlavně z konstrukčního, uživatelského a údržbového hlediska musí být jednoduchá. Samočinná tlaková brzda je nejrozšířenější, protože všechny tyto požadované vlastnosti splňuje. V dnešní době je používání tohoto typu brzdy pro všechna vozidla nařízeno předpisem UIC 540. V souvislosti s označením se můžeme setkat i s pojmem „průběžná brzda“, to znamená, že brzdy všech propojených vozidel jsou ovládány z jednoho místa, a to z kabiny strojvedoucího. K tomuto úkonu se používá brzdič. Dle předpisů a pro zajištění bezpečnosti musí být umožněno zastavit vůz z kteréhokoli vozu v soupravě. K tomu slouží záchranná brzda. Dalším pojmem je označení „samočinná brzda“. Pojem se vztahuje k fungování brzdy při roztržení vlaku, nebo při poškození potrubí, které vozy spojuje. V těchto případech samočinná brzda pracuje bez dalších zásahů. [1], [9]

Brzdy, které se používají nejčastěji pro zajištění vozů, které jsou v klidovém stavu, se nazývají ruční brzdy. Nacházejí se v každém vozidle a jejich aktivování musí probíhat na každém voze zvlášť nejčastěji za pomoci otočného kola nebo páky, nejsou proto samočinné ani průběžné. Tlakové brzdy, které jsou zásobovány vzduchem z hnacího vozidla a obsluhují se z kabiny strojvedoucího, jsou vždy průběžné. [9]

### 4.1 Popis činnosti samočinné tlakové brzdy



Obrázek 5 - Samočinná tlaková brzda na soupravě vozů [9]

1 – kompresor, 2 – hlavní vzduchojem, 3 – brzdič, 4 – odkapnice, 5 – odstředivý prachojem, 6 – spojkový kohout, 7 – brzdová spojka, 8 – rozvaděč, 9 – pomocný vzduchojem, 10 – rozvodový vzduchojem, 11 – brzdový válec, 12 – hlavní potrubí

Při provozu kolejových vozidel je hlavní potrubí permanentně naplněno stlačeným vzduchem o tlaku, který je předepsaný pro provoz, zpravidla 5 barů. V pomocném vzduchojemu je připraven vzduch, který při stavu brzdění putuje a naplňuje brzdové válce. Proces brzdění začíná otočením brzdiče nebo madlem záchranné brzdy. Tím se sníží tlak v hlavním potrubí. Rozvaděče,

které spojovaly brzdové válce s ovzduším a pomocné vzduchojemy s hlavním potrubím se nastaví do brzdící polohy. Do brzdových válců proudí vzduch, který přichází z pomocných vzduchojemů. Dochází k pohybu pístů brzdového válce, přes soustavu pákoví a tyčové je tento pohyb přenesen na brzdové špalíky nebo na brzdové destičky, které tlačí na kola nebo brzdové kotouče. Při odbrzdění se zvýší tlak v hlavním potrubí, rozvaděče se zpátky přestaví do původní polohy, dojde k odvzdušnění válců a písty se vrátí zpět pomocí pružin a brzdové špalíky nebo brzdové destičky odskočí. Mezi tím se doplní stlačený vzduch do pomocných vzduchojemů na potřebný tlak. [1], [9]

Standardní provozní tlak samočinné tlakové brzdy je 5 barů. Při maximálním využití brzdného účinku tlak v hlavním potrubí klesne na 3,5 baru. Podle druhu rozvaděče se docílí maximálního tlaku v brzdovém válci daným normou UIC 540 3,7 – 3,9 baru. V nouzi lze dosáhnout rychlejší reakce brzdy rychlejším poklesem tlaku v hlavním potrubí. V brzdovém válci však vyššího tlaku dosáhnout nelze, ani při úplném vyprázdnění hlavního potrubí. [9]

## **4.2 Osobní a nákladní brzda**

Při zařazení tažného vozidla a dalších vozidel do soupravy není nástup brzdného účinku u všech vozů okamžitý. Brzdění každého vozu nastává postupně s určitým zpožděním od předního vozidla k poslednímu. Nastává jev zvaný průrazná rychlost brzdy, to znamená, že zpoždění brzdného účinku se odvíjí od šíření poklesu tlaku v hlavním potrubí. U moderních brzd se průrazná rychlost pohybuje okolo 260 m/s. Mechanická část brzdy a pružiny v brzdových válcích klade při brzdění tzv. pasivní odpor. Aby byl tento odpor překonán, musí být vyvinut tlak v brzdovém válci alespoň 0,3 baru. Při tomto tlaku spolehlivě dosednou zdrže na plochu kol. [9]

Klidné brzdění celého vlaku probíhá v případě, že rozdíl tlaků v brzdových válcích na začátku a konci vlaku nepřesáhne 1,5 baru ve chvíli, kdy se dotknou zdrže posledního vozu plochy kol. Tato hodnota je experimentálně ověřena. Velké tlakové rozdíly v brzdových válcích na začátku a konci vlakové soupravy mohou nastat právě v případech příliš malé nebo naopak příliš velké průrazné rychlosti. Podle délky soupravy je tedy potřeba volit optimální průraznou rychlost, jinak dochází k podélným rázům ve vlaku. [9]

Z tohoto důvodu jsou způsoby brzdění rozděleny podle druhu vlaku. Podle rychlosti růstu tlaku v brzdových válcích a rychlosti jejich vyprazdňování rozlišujeme tyto druhy brzdění:

- Nákladní brzda – G – brzda s pomalým plněním a vyprazdňováním brzdového válce
- Rychlíková brzda – R – brzda s rychlým plněním a vyprazdňováním brzdového válce
- Rychlíková + magnetická brzda – Mg – brzda slouží jako doplňková (neadhezní) brzda
- Osobní brzda – P – brzda s rychlým plněním a vyprazdňováním brzdového válce

*Tabulka 1 - Časy plnění a vyprazdňování brzdových válců u brzdy DAKO [9]*

	Režim R (R+Mg)	Režim P	Režim G
Čas plnění brzdového válce	3 - 5 s	6 - 10 s	18 - 30 s
Čas vyprazdňování brzdového válce	15 - 20 s	15 - 20 s	45 - 60 s

### 4.3 Kompresory

Kompresor ztělesňuje zásobovací zařízení vzduchu pro celou soupravu. Ve vlakové dopravě je nezbytným zařízením. Stlačený vzduch se nepoužívá jen pro brzdění, ale má i další využití. Je zapotřebí při pískování kolejnic, ovládání sběračů, dveří, stěračů oken, houkačky a k pohonu dalších zařízení. [9]

Při provozu kolejových vozidel musí být doplňování vzduchu plně automatické, to zajistí správné fungování všech zařízení, která jsou vzduchem poháněna. Ovládání kompresoru je plně automatické a spíná se samočinně podle tlaku stlačeného vzduchu v hlavním vzduchojemu. Automatizace ovládání doplňování stlačeného vzduchu se zavedla pro zvýšení pozornosti strojvedoucích při řízení vozidel a pro permanentní zajištění fungující brzdy. [9]

V hnacích vozidlech se vyskytují pístové a rotační kompresory. Motorové lokomotivy, motorové hnací vozy a dvoudílné elektrické lokomotivy bývají vybaveny jedním kompresorovým zařízením. V elektrických lokomotivách se nachází kompresorová zařízení dvě. O pohon kompresoru v motorových jednotkách se stará hlavní naftový motor, zatímco v elektrických lokomotivách a hnacích vozech je poháněn vlastním elektromotorem.

Druhy kompresorů používané v hnacích vozidlech:

- W 115/80
- K 1
- K 2 lok
- K 2 lok – 1
- K 3 lok
- K 3 lok – 1
- 3 DSK – 75
- 3 DSK - 100

Z těchto kompresorů jsou poslední dva nejpoužívanější.

### Kompresor 3 DSK - 75

Tento kompresor se používá u motorových a elektrických řídících vozů s nízkým výkonem. Jedná se o vzduchem chlazené, tříválcové zařízení, poháněné spalovacím motorem přes spojku a kloubovou hřídel. Vyznačuje se nízkou hmotností a malými rozměry. Využívá se například u vozů řady 814 (původně 810), které byly zmodernizovány ve firmě Pars nova a.s.



*Obrázek 6 - Osobní vůz 814 využívající kompresor 3 DSK – 75 [12]*



*Obrázek 7 - Kompresor 3 DSK - 75 od firmy RUDOS [12]*

### Kompresor 3 DSK - 100

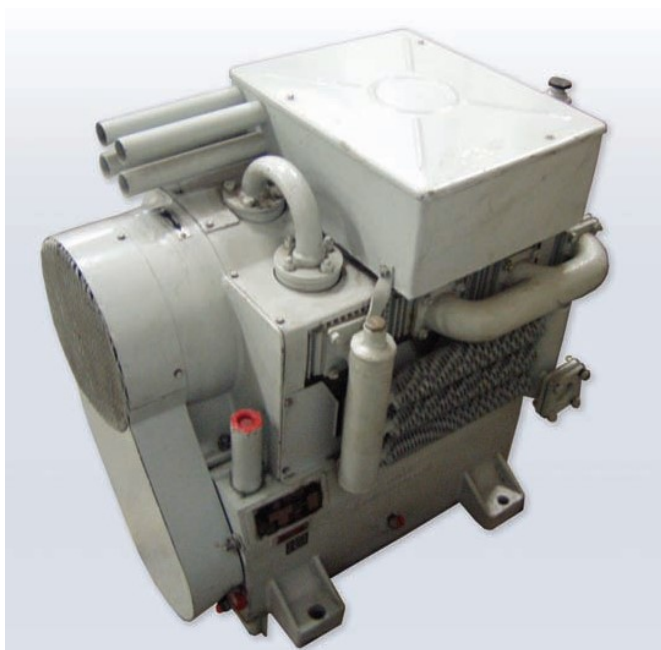
Tento kompresor se vyrábí jako dvoustupňový, řadový, tříválcový a vzduchem chlazený stroj. V případě elektrické lokomotivy se o jeho pohon starají stejnosměrné elektromotory, které jsou s kompresory spojené přes klínové řemeny. Vyznačuje se nízkou hmotností a malými rozměry.



Kompresor je vyrobený tak, aby obstál v náročných provozních podmínkách. Využívá se jak v motorových, tak i elektrických jednotkách, jako jsou lokomotivy řady 230, 240, 363, atd.



*Obrázek 8 - Elektrická lokomotiva 363, která používá kompresor 3 DSK – 100 [12]*



*Obrázek 9 - Kompresor 3 DSK - 100 od firmy RUDOS [12]*

#### **4.4 Hlavní vzduchojem**

Do obvodů samočinné tlakové brzdy se vzduch dostane díky ovládacím zařízením z potrubí, které vychází z hlavního vzduchojemu, do kterého vtlačí vzduch kompresor. Z hlavního vzduchojemu je vzduch také rozváděn do různých pneumatických obvodů, které pohání různá zařízení v železničních vozech. Vzduchojemy jsou zpravidla dva. Potrubí, které vede od kompresoru

do hlavního vzduchojemu se nazývá výtlačné potrubí. Potrubí musí mít v každé části stejný průřez a má spád k místům pro odvodňování. Na výtlačném potrubí bývají umístěny přístroje:

- Odlehčovací ventil
- Odolejovač
- Pojistný ventil
- Zpětná záklopka
- Uzavírací kohout

Funkce hlavního vzduchojemu je uchovávat stlačený vzduch v lokomotivě nebo hnacím voze. Stlačený vzduch je pak ze vzduchojemu distribuován do obvodů tlakové brzdy, obvodů přístrojů a zařízení, které jsou poháněny vzduchem. Hlavní vzduchojem na hnacích vozidlech je umístěn na dostatečně chlazeném místě. Objem je určen podle typu hnacího vozidla a jeho výkonem, nejčastěji 450 l až 500 l. Aby hlavní vzduchojem splňoval požadavky na bezpečnost, musí být vybaven bezpečnostními zařízeními: pojistným ventilem, manometrem, uzavíracím a vypouštěcím zařízením a výrobním štítkem. K odvedení zkondenzované vody je hlavní vzduchojem vybavený vypouštěcím zařízením, které je připojené v nejnižším místě. Může být ovládáno pomocí několika zařízení: přímo, táhlem, elektropneumaticky, pneumaticky. Vypouštěcí zařízení je vybaveno také ohřívacím zařízením, které zajišťuje, aby bylo možné kondenzát vypustit i v zimním období, kdy se teploty pohybují pod bodem mrazu. [9]

#### **4.5 Hlavní potrubí**

Od brzdiče samočinné tlakové brzdy na hnacím vozidle je vedeno hlavní potrubí. Je vedeno přes obě čela hnacího vozidla a zakončeno spojkovými kohouty a brzdovými spojkami s hlavicí. Barva těchto kohoutů je podle předpisů natřena červenou barvou. Potrubí je rovnoměrně rozvětvené na čelech vozidla. Vnější průměr hlavního potrubí je 42,4 mm (1 1/4"), u starších vozů 33,7 mm (1"). [9]

#### **4.6 Brzdič**

Brzdiče slouží k ovládání samočinné tlakové brzdy. V lokomotivě se nachází i brzdič pro ovládání přímočinné tlakové brzdy. Funkci samočinné (přímochinné) tlakové brzdy ovládá strojvedoucí z přístrojového pultu v kabině otočením páky brzdiče do příslušné polohy. Změní se provozní tlak vzduchu v hlavním potrubí a tím se reguluje rychlost vlaku. Přímochinnou tlakovou brzdou se také reguluje rychlost vlaku až do úplného zastavení. Jeho výhodou je v rychlosti naplnění



a vyprázdnění brzdových válců. Vzduch do brzdových válců jde přímo z hlavního vzduchojemu.  
[12]

### Druhy brzdičů na lokomotivách a hnacích vozidlech

Brzdiče k ovládání samočinné tlakové brzdy:

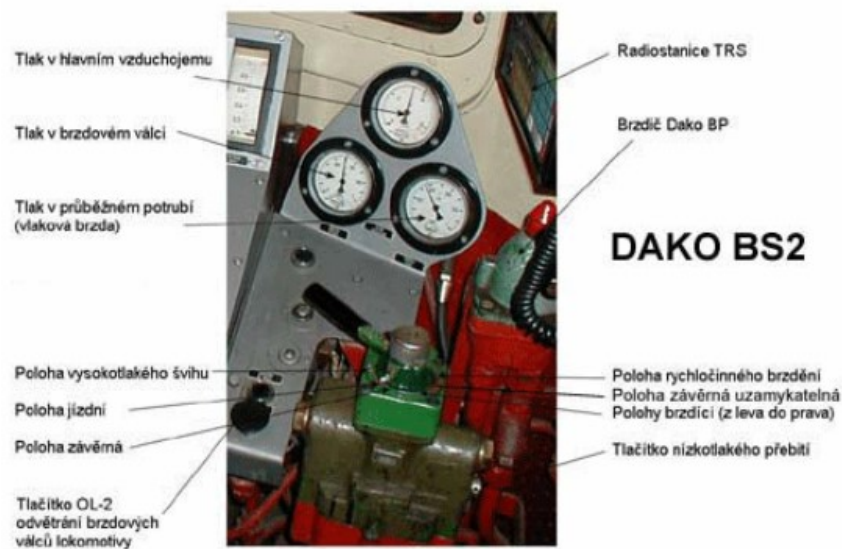
- Božič
- Škoda N/O
- DAKO BS2
- DAGO BSE

Poslední dva uvedené typy brzdičů jsou používány nejčastěji.

Brzdiče k ovládání přímočinné tlakové brzdy

- šoupátkový brzdič Knorr E22
- brzdící kohout Westinghouse
- DAKO BP

#### 4.6.1 Brzdič samočinné tlakové brzdy DAKO BS 2



Obrázek 10 - Brzdič DAKO BS 2 [12]

- Vysokotlaký švih – Slouží ke zkrácení doby plnění brzdy u dlouhých souprav
- Nízkotlaké přebití – Používá se pro rychlejší odbrzdění soupravy
- Poloha jízdní – Udržuje konstantní tlak v potrubí na 5 barech
- Poloha závěrná – Používá se při zkoušení brzdy, není doplňována ztráta vzduchu
- Poloha brzdící – Slouží pro brzdění, má několik stupňů
- Poloha závěrná uzamykatelná – Na této poloze je otočená páka brzdíče pokud je stanoviště neobsazené
- Rychlobrzda – Pro úplné vyprázdnění potrubí a docílení maximálního účinku brzdění

#### 4.6.2 Brzdič samočinné tlakové brzdy DAKO BSE

Označuje se jako brzdič samočinný – elektrický. Je to modernější verze elektricky ovládaného brzdíče. Je umístěn na pultu strojvedoucího. Nachází se např. v lokomotivě 380, a el. jednotce 471. [12]

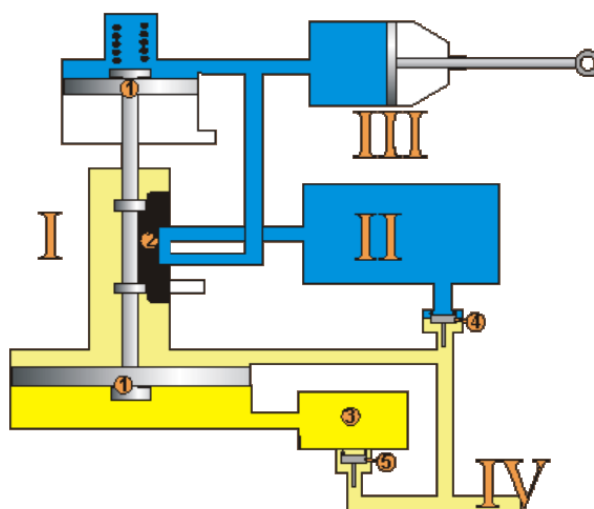


Obrázek 11 - Brzdič DAKO BSE [12]

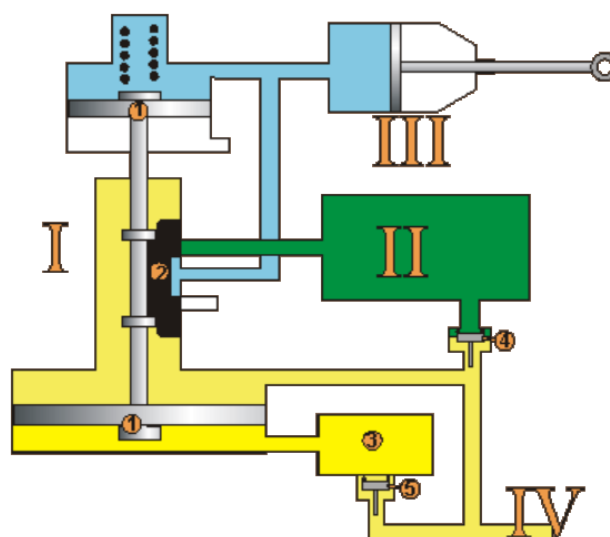
#### 4.7 Rozvaděč

Brzdový rozvaděč je zařízení, které se stará o plnění a odvod vzduchu z brzdového válce v závislosti na změny tlaku v hlavním potrubí. Spolu s brzdovými válci řídí plnění pomocného vzduchojemů i dalších vzduchojemů. [13]

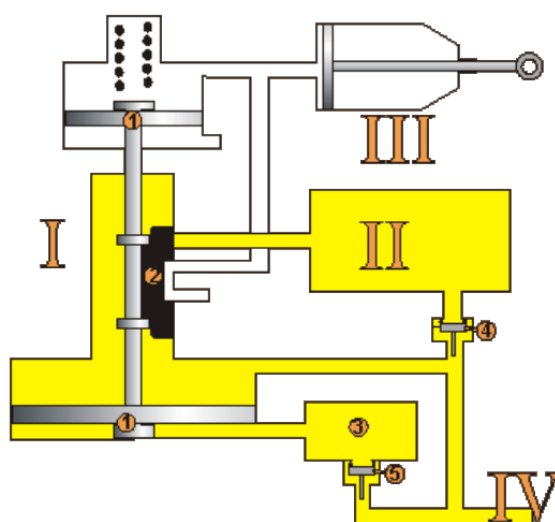
#### 4.7.1 Funkce brzdového rozvaděče



Obrázek 12 – Brzdění [13]



Obrázek 13 – Odbrzdění [13]



Obrázek 14 - Odbrzděná poloha [13]

Zařízení:

I – rozvaděč, II – pomocný vzduchojem, III – brzdový válec, IV – hlavní potrubí

Části:

1 – soustava pístů, 2 – šoupátko, 3 – rozvodová komora, 4 – zpětný ventil, 5 – zpětný ventil rozvodové komory

### **Režim brzdění**

Zpětný ventil se uzavře u rozvodové komory, když klesne tlak v hlavním potrubí. Díky vzrůstajícímu tlaku v rozvodové komoře se soustava pístů pohne směrem vzhůru. Z pomocného vzduchojemu se pohybuje vzduch přes šoupátko do brzdového válce a tím se zavírá zpětný ventil u pomocného vzduchojemu. Nejvyššího tlaku v brzdovém válci a tím i nejvyššího brzdného účinku je dosaženo při změně tlaku v hlavním potrubí o 1,5 baru. [13]

### **Odbrzdní**

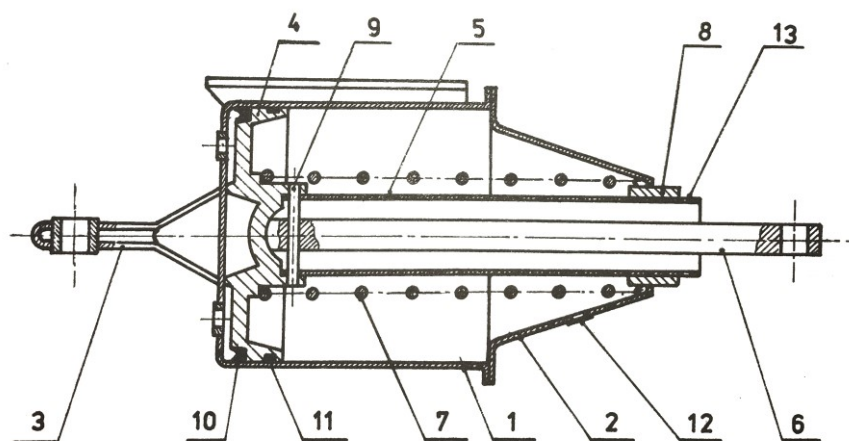
Na vrchní píst ze soustavy pístů působí tlak vzduchu z brzdového válce. Pokud je tato síla vyšší než síla, která je daná rozdílem tlaků na dolní píst, posune se pístová soustava směrem dolů do brzdící závěrné polohy. Při odbrzdní dojde k jevu, kdy se vyrovná tlak nad a pod spodním pístem a postupně převládne síla na horním pístu, který působí směrem dolů. Tímto jevem se soustava pístů posune dolů do polohy odbrzdní. Brzdový válec se odvětrává, až se písky posunou do závěrné polohy. [13]

### **Odbrzdní poloha**

Písky jsou ve spodní poloze a v hlavním potrubí, rozvodové komoře a v pomocném vzduchojemu se vyrovná tlak na 5 barů. Všechny písky se nachází ve spodní poloze a zároveň je brzdový válec přes šoupátko odvětráván. [13]

## **4.8 Brzdový válec**

Brzdový válec je zařízení, které se skládá z nádoby, ve které se nachází píst. Toto zařízení vyrábí brzdnu sílu tím, že na píst působí přivedený stlačený vzduch. Vytvořená síla je pak přenášena přes pístnici na pákoví, které je spojeno s další částí brzdy. Materiál, ze kterého je brzdový válec vyrobený, je buď šedá litina, která se vyrábí odléváním, nebo svařený plech. [13]



Obrázek 15 - Jednopístový brzdový válec [9]

1 – těleso brzdového válce, 2 – víko, 3 – kotevník, 4 – píst, 5 – vodící trubka, 6 – zabudovaná pístnice, 7 – vratná pružina, 8 – těleso ucpávky, 9 – pojišťovací čep, 10 – pryžová manžeta, 11 – stírací a rozpěrný kroužek, 12 – sítko pro odvzdušnění, 13 – otvory pro pojišťovací kuličky pro demontáž brzdového válce

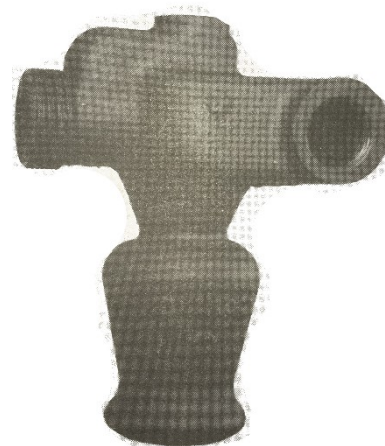
#### 4.9 Další zařízení v obvodu samočinné tlakové brzdy

##### Odkapnice

Odkapnice slouží pro shromažďování vody, která se vysráží v potrubí. Je umístěna na místě hlavního potrubí, kde se voda může bez problému shromažďovat. Odkapnice bývá k potrubí napojena přes dvě nebo tři připojovací hrdla. Vypouštění nashromážděné vody probíhá za pomoci odvodňovacího kohoutu. [9]

##### Prachojem

Prachojem je zařízení, které zachycuje těžší částice, které obsahuje proudící stlačený vzduch v potrubí. Prachojemem je osazeno hlavní potrubí. Zařízení se skládá ze vstupního a výstupního hrdla a z prohlubně, kde se usazují nečistoty. Na dně prohlubně je umístěna šroubovatelná zátka. Odtud se pak nečistoty odstraňují. [9]



Obrázek 16 – Prachojem [9]

### **Spojkový kohout**

Spojkové kohouty slouží k zavření a otevření hlavního potrubí tlakové brzdy. Jsou umístěny na čele vozu. Nachází se také na potrubí propojující hlavní vzduchojemy. [9]

### **Brzdová spojka**

Brzdové spojky slouží k propojení hlavního potrubí mezi vozy. Velikost spojky je 620 mm. Skládá se z pryžové hadice, která v sobě má vložku z tkaniny. Do této tkaniny je připevněn nátrubek se závity, který spojuje brzdovou spojku se spojkovým kohoutem. Na druhé straně hadice je nainstalována hlavice, která se spojuje s brzdovou spojkou druhého vozu. [9]

### **Pomocný vzduchojem**

Pomocný vzduchojem je využíván pro zásobování stlačeného vzduchu. Z pomocného vzduchojemu je stlačený vzduch přepouštěn do brzdového válce, kde se vytváří brzdová síla. [13]

### **Rozvodový vzduchojem**

Rozvodový vzduchojem je přímo napojen na rozvodovou komoru v rozvaděči. Slouží ke shromažďování stlačeného vzduchu, která je potřebná k pohonu brzdového rozvaděče. [13]

## 5. Rozdělení brzd

Železniční brzdy se rozdělují podle způsobu maření kinetické energie vozidla a podle vzniku brzdící síly, která působí proti jeho pohybu.

### a) Brzdy adhezní

- špalíkové
- bubnové
- pásové
- kotoučové
- elektromagnetické kolejnicové
- vřetenová ruční brzda

### b) Brzdy neadhezní

brzdící síla není závislá na hmotnosti vozidla:

- elektromagnetické kolejnicové
- vířivými proudy

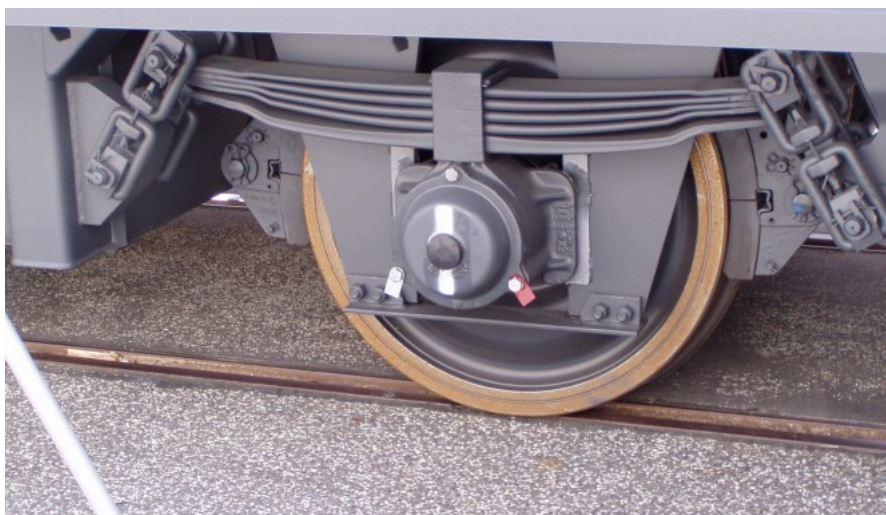
### c) Brzdy dynamické

- hydrodynamické
- elektrodynamické

Naprostá většina kolejových vozidel je vystrojena třecími brzdami. Dynamické brzdy se využívá pouze pro hnací vozidla a mimořádně se i využívají také u tažených. V této době se nejčastěji používá brzd kotoučových spolu s elektromagnetickými kolejnicovými. Na tento typ brzdy se postupně přešlo z brzd špalíkových. Ty se nyní stále používají v nákladní dopravě.

### 5.1 Špalíková brzda

Špalíková brzda (také může být nazvána jako zdržová) patří do skupiny brzd adhezních a spolu s kotoučovými brzdami jsou nejpoužívanějšími brzdovými systémy. Největší zastoupení mají v nákladní železniční dopravě. I když je změna brzdových systémů na vozidlech velice ekonomicky náročná, přechází se postupně ze špalíkových brzd právě na brzdy kotoučové. [9]



*Obrázek 17 - Špalíková brzda nákladního vozu [10]*

Při brzdění špalíkovými brzdami se přetváří pohybová energie v tepelnou. Na plochu kola, která se dotýká kolejnice se přitlačují brzdové špalíky (zdrže). Síla vyvolaná brzdovým válcem se na brzdové špalíky přenáší přes pákový systém. Vzniklým třením na ploše kol vzniká účinek brzdění. Návrh brzdného systému musí počítat s teplem, které vzniká při brzdění a musí být zajištěn odvod tohoto tepla přes brzdové obložení do okolí.

V současnosti bývají brzdné síly u nákladních vozů přenášeny pákovou soustavou z jednoho nebo dvou brzdových válců. Vozy souprav pro osobní dopravu, na kterých je použita špalíková brzda, mohou být osazeny více válci. [9]

Výhody špalíkové brzdy:

- nižší náklady na zařízení pro kontrolu brzdy – lze kontrolovat opticky
- jednoduchá konstrukce
- optická kontrola opotřebení
- čištění obvodu kola

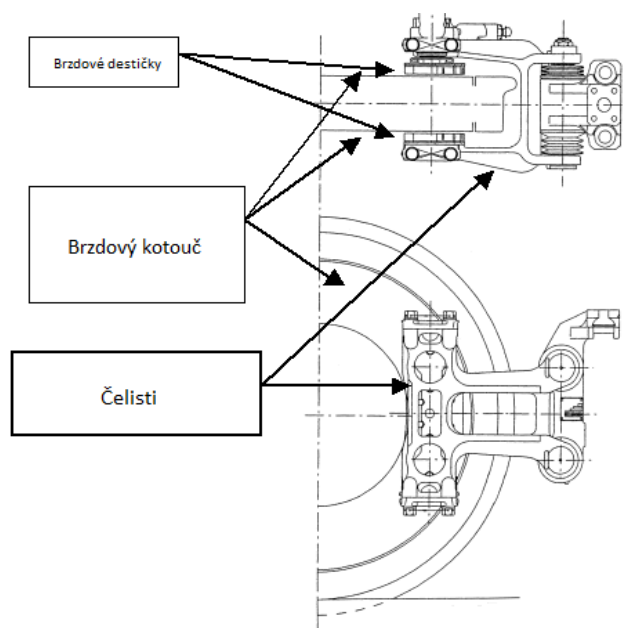
Nevýhody špalíkové brzdy:

- Vysoká hlučnost
- Velké tepelné namáhání kola ( $600^{\circ}\text{C} - 850^{\circ}\text{C}$ )
- Opotřebení kola

## **5.2 Kotoučová brzda**

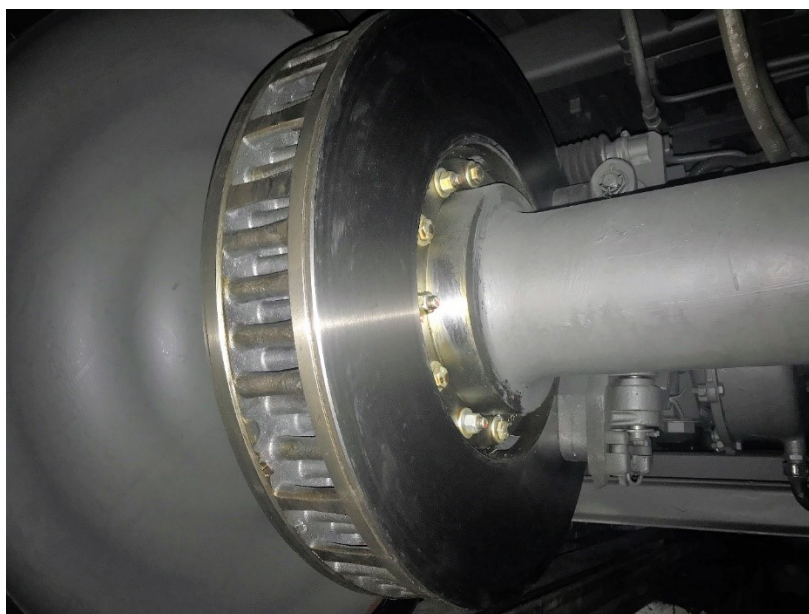
Další, dnes nejrozšířenější třecí brzda, je kotoučová. Tento typ brzd pracuje na podobném principu jako špalíkové brzdy. Hlavní využití naleznou v osobní dopravě, kde v naprosté většině nahradily špalíkové brzdy.





*Obrázek 18 - Schématické zobrazení kotoučové brzdy [9]*

Jednoduché schéma částí kotoučové brzdy je zobrazeno na obrázku 18. Díky působení brzdového válce se přenáší síla přes čelisti na brzdové destičky. Ty tlačí ze strany na plochy brzdových kotoučů a vytváří tak tření. Pohybová energie vozidla se působením tohoto tření přeměňuje na veličinu tepla, které se vytrácí do okolního prostředí. Pro lepší odvod tepla jsou třecí plochy brzdového kotouče spojeny tzv. žebrováním (obrázek 19). [9]



*Obrázek 19 - Brzdový kotouč osobního vozu Bdmpee<sup>233</sup>*

Díky materiálům, ze kterých je vyrobený brzdový kotouč i destičky, je součinitel tření mezi těmito součástmi nezávislý na rychlosti, kterou se vozidlo pohybuje. Kolejová vozidla vybavená kotoučovými brzdami nemusí prudce měnit brzdový přítlak, protože má oproti špalíkovým brzdám součinitel tření daleko větší. [9]

V současné době je volba materiálů brzdových kotoučů, ale i brzdových obložení ve fázi vývoje. Pro dosažení nejlepších brzdových vlastností je důležitá volba vhodných průměrů brzdových kotoučů i tvarů brzdového obložení a čelistí. Při správné optimalizaci je pak dosaženo potřebného chlazení a dobré účinnosti. [9]

Výhody používání kotoučových brzd:

- Při vysokých rychlostech se nemění součinitel tření
- Vysoká účinnost
- Nedochází k opotřebení kol z důvodu brzdění a tím na něm nedochází k velkému teplotnímu zatížení
- Snadná optimalizace materiálů
- Malý hluk
- Účinnost brzdy je vysoká

Nevýhody používání kotoučových brzd:

- Náročnější kontrola opotřebení brzdových destiček (oproti špalíkovým brzdám)
- Zamrzání v zimním období – malý účinek

### **5.3 Brzdy dynamické**

Dynamické brzdy jsou specializované pro použití na trakčních vozech a spolupracuje se špalíkovou nebo kotoučovou brzdou. Systém dynamické brzdy používá k brzdění hnací mechanismus lokomotivy.

#### **5.3.1 Elektrické dynamické brzdy**

Tento typ brzdy se používá k udržování rychlosti. Neslouží k brzdění do zastavení. Elektrické dynamické brzdění funguje tak, že trakční motor řídicího vozu se po nastavení stavu brzdění změní na generátor. Ten pak mění pohybovou energii na elektrickou. Vyrobená elektrická energie může být převedena do odporů, kde je mařena, nebo může být vrácena do napájecí sítě – rekuperace. [9]

#### **5.3.2 Hydrodynamické brzdy**

Hydrodynamická brzda se používá u hnacích vozidel, které jsou vybaveny hydrodynamickým přenosem výkonu a její podstata je založena na stejném principu jako odstředivé čerpadlo

a hydrodynamický měnič. Brzdění probíhá v tomto případě změnou pohybové energie na energii tepla. [9]

#### 5.4 Elektromagnetická kolejnicová brzda

Elektromagnetická kolejnicová brzda funguje ve spolupráci vždy s brzdou třecí (špalíkovou nebo kotoučovou). Systém je tvořen elektromagnety, které jsou při brzdění napájeny stejnosměrným proudem a vytvářejí magnetický tok, který prochází kolejnicí pod vozidlem. Elektromagnety jsou zavěšeny na rámu a pomocí pneumatických válců se při potřebě brzdění spustí do malé vzdálenosti od kolejnice. Působením magnetického pole se elektromagnety přitáhnou ke kolejnici a třením o kolejnici zvyšují brzdící účinek vozidla. Některé elektromagnety jsou však konstruovány tak, že mezi magnety a kolejnicí zůstává mezera a ke tření vůbec nedochází. Brzdící účinek je však u tohoto typu menší. [9]

Elektromagnetická brzda spadá do kategorie neadhezních brzdových systémů, protože brzdící účinek není omezen adhezní hmotnostní vozidla. Používá se po krátkou dobu pro zvýšení brzdného účinku. Většinou jsou touto brzdou osazena hnací vozidla, ale objevují se i na osobních vozech. [9]

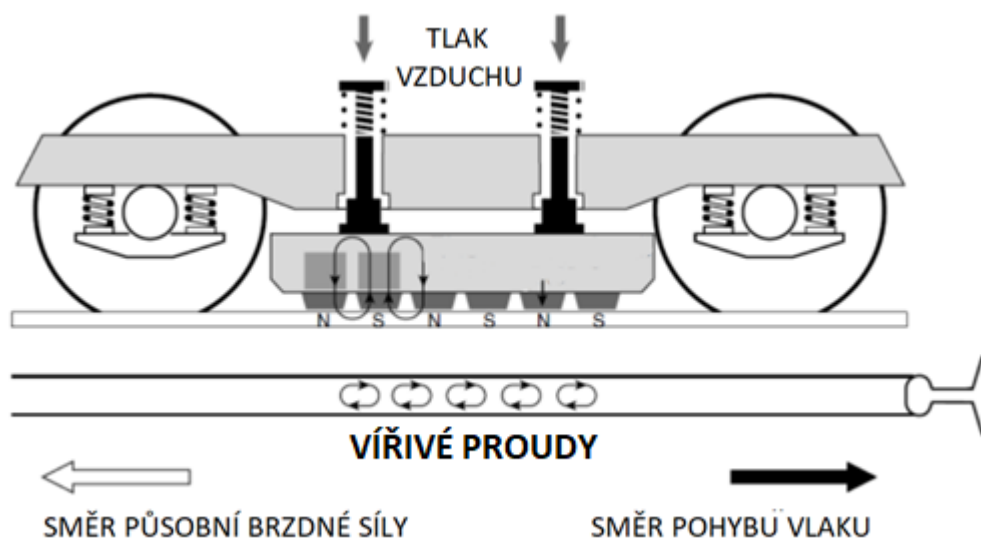


Obrázek 20 - Elektromagnetická kolejnicová brzda

#### 5.5 Brzda vířivými proudy

U tohoto brzdového systému také velikost brzdné síly nezávisí na adhezi. Tento systém produkuje brzdné síly pomocí magnetického odporu získaného z vířivých proudů, které se vytvářejí na horním povrchu kolejnice. Dříve se tato brzda nepoužívala kvůli předpokladu, že vířivé proudy by zahřívaly kolejnici do takové míry, že by se kolejnice začala ohýbat. Tento jev se s postupným vývojem brzdy vyřešil. Nyní systém brzdy využívá vířivých proudů a třecí síly. Na obrázku 21 je uveden princip. Brzda vířivými proudy na podvozku je připojena k bateriím, které vytvářejí severní

a jižní póly. Mezi nimi vzniká magnetické pole. Magnetické pole vytváří vířivé proudy v horní části kolejnice, generující sílu působící v opačném směru pohybu vlaku, jinými slovy brzdnou sílu. [11]

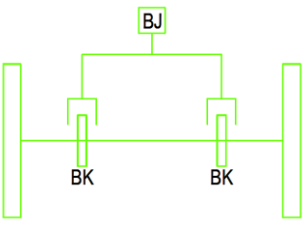
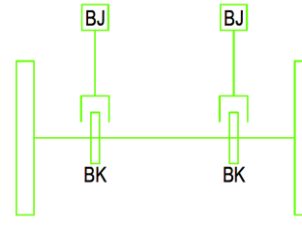


Obrázek 21 - Princip elektromagnetické kolejnicové brzdy [11]

## 6. Experimentální část

Podstatou experimentální části této práce bude návrh řešení problému nadměrně se opotřebovávajících brzdových kotoučů na vozech Bdp<sup>231</sup>. Vozy Bdp<sup>231</sup> se velmi podobají vozům Bdm<sup>233</sup>. U obou vozových řad jsou použity stejné brzdové kotouče od stejného výrobce o průměru 590 mm, jezdí po stejných železničních mezistátních tratích. Rozdílné jsou v počtu brzdových válců. Zatímco vozy Bdm<sup>233</sup> jsou vybaveny jednou brzdovou jednotkou na každý samostatný brzdový kotouč, vozy řady Bdp<sup>231</sup> jsou osazeny jednou brzdovou jednotkou na dvojkolí, tzn. že jedna brzdová jednotka ovládá dva brzdové kotouče. Rozdíl je také ve hmotnosti. Bdp<sup>231</sup> váží 41,5 tuny, na rozdíl od toho Bdm<sup>233</sup> má hmotnost 44 tun, tzn. je o 2,5 tuny těžší. Přes vyšší hmotnost ujedou vozy Bdm<sup>233</sup> v průměru 2x delší vzdálenost (než dojde k maximálnímu opotřebení brzdových kotoučů), než lehčí vagony Bdp<sup>231</sup>.

Tabulka 2 - Shrnutí řešeného problému

Označení vozu	Bdp <sup>231</sup>	Bdm <sup>233</sup>
Hmotnost	41,5 t	44 t
Brzdové kotouče	Ø 590 mm	Ø 590 mm
Počet brzdových jednotek na nápravu	2	4
Náčrt rozmístění brzdových jednotek na nápravě		
Průměrný nájezd vozů	600 000 km	1 500 000 km

Jako součást diplomové práce je proveden výzkum brzdových kotoučů dvou konkrétních vozů Bdp<sup>231</sup> a Bdm<sup>233</sup> v provozu. V další části bude proveden návrh na řešení problému nadměrného opotřebovávání brzdových kotoučů včetně výrobní výkresové dokumentace. V závěru práce bude provedeno technickoekonomické zhodnocení návrhu.

### 6.1 Popis sledovaných vozů

#### 6.1.1 Osobní vůz Bdp<sup>231</sup>

Označení konkrétního vozu: CZ-ČD Bdp<sup>231</sup> 61 54 20 – 71079-5

Označení:

- B = vůz druhé třídy
- d = vůz s prostorem pro jízdní kola

- p = velkoprostorový vůz pro dálkovou dopravu se středovou uličkou
- ee – vůz se zásobováním energií z napájecího vedení
- číselný kód se přiděluje ke každému typu vozů, které se nachází v kartotéce osobních vozů (KOV)
- 2 = vůz 2. třídy
- 31 = vůz pro mezistátní provoz RIC

Vozy s označením Bdpee<sup>231</sup> jsou členy souprav vlaků EuroCity provozované společností České dráhy. Nejčastěji se objevují na železničních koridorech mezi Prahou, Brnem, Bratislavou a Budapeští. Je možné je také vidět na soupravách rychlíků vyšší kvality Rx mezi Prahou Luhačovicemi. Další využití najde v expresech Ex7 z Prahy do Českých Budějovic. [2]



Obrázek 22– Interiér vozu Bdpee<sup>231</sup> [2]

### **Modernizace vozu Bdpee<sup>231</sup> v Pars nova a.s.**

Vůz Bdpee<sup>231</sup> je původem typu osobního vozu řady Bp vyráběného v roce 1991 a 1992. Ve firmě Pars nova a.s. byly provedeny modernizace všech vyrobených 62 kusů v letech 2015-2016.

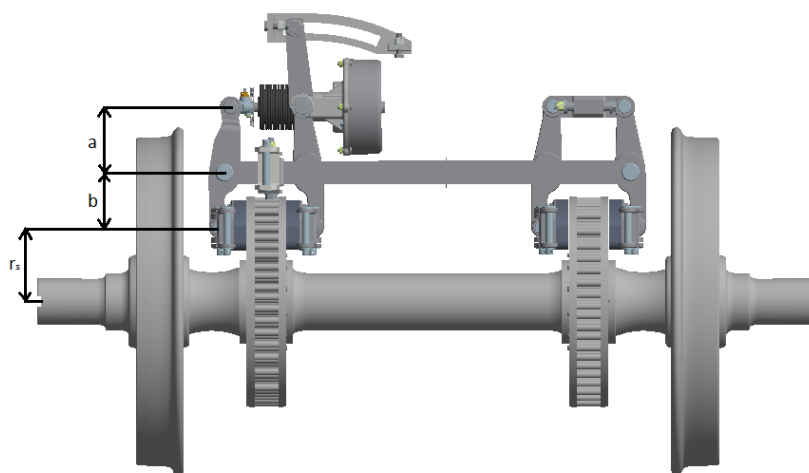
V rámci modernizace byl ve voze kompletně inovován interiér, který je nyní klimatizovaný, byl dosazen audiovizuální informační systém. Byla dosazena okna s bezpečnostními determálními skly. Součástí modernizace interiéru bylo také dosazení nových sedaček, sklopných a rozkládacích stolků a zásuvek 230 V. Byly dosazeny dva samostatné moduly toalet s uzavřeným podtlakovým systémem. Pro zajištění bezpečnosti jsou zde nástupní a mezivozové dveře, ovládané elektropneumatickým pohonem.

Po modernizaci stoupla maximální rychlost, které může vůz dosáhnout ze 120 km/h na 160 km/h. Vozy jsou vybaveny podvozky GP 200 s kotoučovými a elektromagnetickými kolejnicovými brzdami. [3]

## Technické informace

Tabulka 3– Technické informace vozu Bdp<sup>231</sup> [4]

Brzdící váha – režim R – 120 km/h	62,5 t
Brzdící váha – režim R – 140 km/h	66,5 t
Brzdící váha – režim R – 160 km/h	70,5 t
Maximální rychlost	160 km/h
Rozchod vozu	1435 mm
Délka vozu přes nárazníky	24500 mm
Hmotnost vozu	41,5 t
Průměr kola	920 mm
Počet brzdových kotoučů na voze	8 ks
Průměr brzdového kotouče	590 mm
Střední třecí poloměr $r_s$	230 mm
Počet brzdových válců na voze	4 ks
Činná plocha brzdového válce	5,067 dm <sup>2</sup>
Vratná síla pružiny brzdového válce	1300 N
Účinnost brzdového válce	0,94
Rameno brzdové jednotky a	184 mm
Rameno brzdové jednotky b	156 mm



Obrázek 23 - Brzdová výstroj na jedné nápravě vozu Bdp<sup>231</sup>

### 6.1.2 Osobní vůz Bdm<sup>233</sup>

Označení konkrétního vozu: CZ-ČD Bdm<sup>233</sup> 61 54 20 – 71008-4

Označení:

- B = vůz druhé třídy
- d = vůz s prostorem pro jízdní kola



- m = vůz delší než 24,5 m
- p = velkoprostorový vůz pro dálkovou dopravu se středovou uličkou
- ee – vůz se zásobováním energií z napájecího vedení
- číselný kód se přiděluje ke každému typu vozů, které se nachází v kartotéce osobních vozů (KOV)
- 2 = vůz 2. třídy
- 33 = vůz pro mezistátní provoz RIC

Osobní vůz Bdmpee<sup>233</sup> byl vyrobený mezi 80. a 90. lety německou firmou Waggonbau Bautzen pod označením Bmee. Své současné označení získal až po modernizaci ve firmě Pars nova a.s. v letech 2013 a 2014. Modernizace zahrnovala 40 vozů. Tyto osobní vozy je možné spatřit v soupravách Ex mezi Prahou, Bohumínem a Žilinou. Bývá také zařazen do souprav vlaků EuroCity.

#### **Modernizace vozu Bdmpee<sup>233</sup> v Pars nova a.s.**

Při modernizaci vůz dostal mimo nového označení hlavně také nový vzhled. Prostor pro cestující byl přebudován na velkoprostorový, kde je možné usadit do sedadel až 80 lidí. Do interiéru byly dosazeny kompletně nové podlahy, obložení, okna, osvětlení a kompletní uzavřený systém WC. Pohodlí pro cestování po modernizaci zajišťuje klimatizace. O pohon dveří se stará elektropneumatické zařízení, které je ovládáno pomocí dotykových tlačítek. Změny se konaly také v rámci technického vybavení vozu. Dosazena byla elektrická výzbroj spolu s osvětlením. Pro bezpečnost cestujících na mezinárodních tratích, kde soupravy běžně dosahují rychlostí až 160 km/h, byla namontována magnetická brzda. [6]



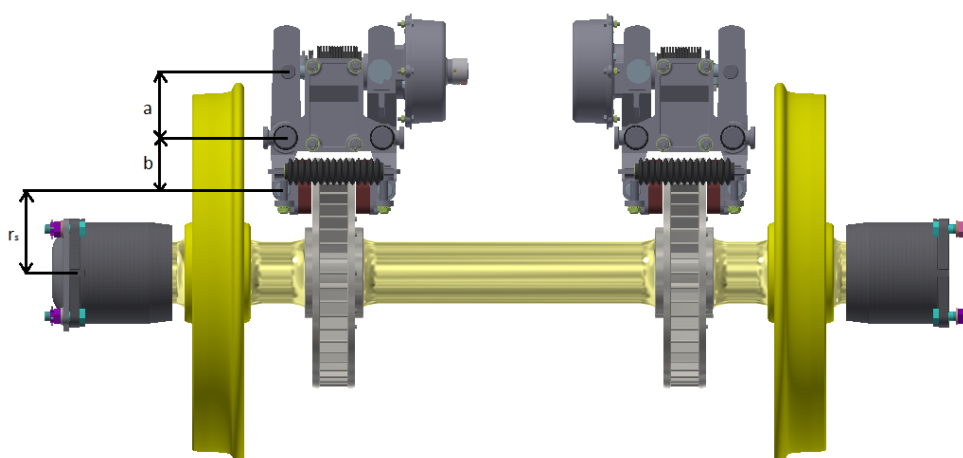
*Obrázek 24– Exteriér vozu Bdmpee233 [6]*



## Technické informace

Tabulka 4- Technické informace vozu Bdmpee<sup>233</sup> [5]

Brzdící váha – režim R – 120 km/h	70 t
Brzdící váha – režim R – 140 km/h	76 t
Brzdící váha – režim R – 160 km/h	80 t
Maximální rychlost	160 km/h
Rozchod vozu	1435 mm
Délka vozu přes nárazníky	26400 mm
Hmotnost vozu	44 t
Průměr kola	920 mm
Počet brzdových kotoučů na voze	8 ks
Průměr brzdového kotouče	590 mm
Střední třecí poloměr $r_s$	230 mm
Počet brzdových válců na voze	8 ks
Činná plocha brzdového válce	5,067 dm <sup>2</sup>
Vratná síla pružiny brzdového válce	1300 N
Účinnost brzdového válce	0,94
Rameno brzdové jednotky a	170 mm
Rameno brzdové jednotky b	135 mm



Obrázek 25 - Brzdová výstroj na jedné nápravě vozu Bdmpee<sup>233</sup>

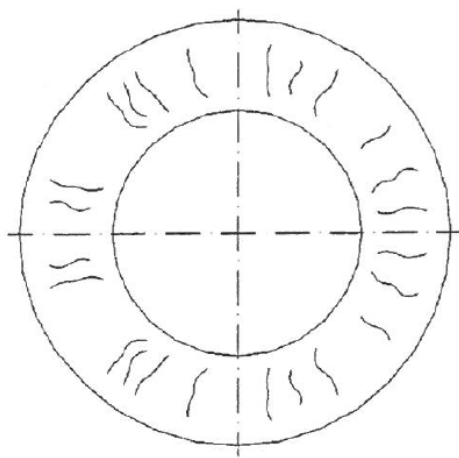
## 6.2 Analýza provozní životnosti brzdových kotoučů

Intervaly prohlídek kotoučové brzdy na osobních vozech jsou v praxi předepsány vnitropodnikovým předpisem Českých drah: V15/1 Předpis pro provoz a obsluhu brzdových zařízení železničních kolejových vozidel. Interval kontroly brzdových zařízení se pohybuje v rozmezí jednou až dvakrát měsíčně.

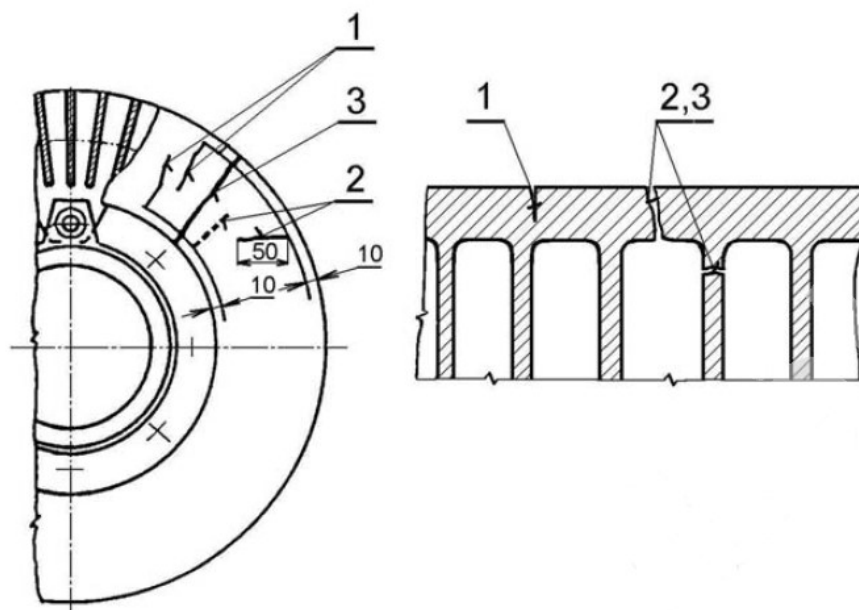
Praskliny na brzdových kotoučích řeší předpis: ČD V99/1 Oprava dvojkolí železničních kolejových vozidel. Toto nařízení předepisuje povolené vady, které je ještě možné ponechat na kotoučích při soustředné opravě dvojkolí (např. při vyvazovacích opravách, hlavních opravách atd.). Vady, které jsou na brzdových kotoučích zjištěné při periodických prohlídkách v provozu jsou povoleny dle nařízení ČD 382/2007 ze dne 29. 1. 2007. Tento dokument předepisuje postup při hledání a řešení provozního opotřebení třecích ploch brzdových kotoučů. Stojí zde, že opravy brzdových kotoučů nejsou povoleny mimo soustružení třecích ploch. Při soustružení musí být zachována předepsaná šířka BK podle předpisu ČD V99/1.

Podle nařízení ČD 382/2007 jsou rýhy v brzdovém kotouči přípustné, dokud jsou hloubky cca 1 mm. Pokud však trhlina přesáhne hloubku 1,2 mm, musí být třecí plocha osoustružena. Soustružení se může opakovat tak dlouho, až se dosáhne hranice opotřebení podle již zmíněného předpisu. Pokud je dosaženo při osoustružení tolerance  $\pm 0,3$  mm, je přípustné opětovné použití kotoučů až do nového opotřebení 0,5 mm. Předpokladem dalšího použití je, že kotouče nevykazují žádné další praskliny nebo jiné vady.

Vlasové trhlinky jsou rozvětvené trhliny zasahující do velmi malé hloubky. Jsou v libovolném uspořádání dovolené na celé třecí ploše.



*Obrázek 26 - Vlasové trhliny*



Obrázek 27 - Trhliny brzdových kotoučů

1. Povrchová trhlina na třecí ploše brzdového kotouče dosahuje nejvýše do vzdálenosti 10 mm od vnitřního nebo vnějšího okraje třecí plochy. Tato trhlina se nerozvírá a není průchozí, tzn. nezasahuje celou tloušťku stěny od třecí plochy k větracímu kanálu
2. Průchozí trhlina (protržení) s délkou maximálně 50 mm zasahuje celou tloušťku stěny věnce nebo chladicího žebra kotouče brzdy. Dosahuje nejvýše do vzdálenosti 10 mm od vnitřního nebo vnějšího okraje třecí plochy
3. Průběžná trhlina je průchozí trhlina rozšířená od vnějšího k vnitřnímu průměru věnce nebo chladicího žebra kotouče brzdy

Analýza provozní životnosti brzdových kotoučů konkrétních vozů Bdpee<sup>231</sup> a Bdmpee<sup>233</sup> byla umožněna v prostorách DKV Olomouc a Pars nova a.s., kde se vozy dostavují na pravidelné prohlídky a opravy. Brzdové kotouče vozu Bdpee<sup>231</sup> byly sledovány při každém "proběhu" vozu olomouckým depem. Vůz, u kterého nebylo předpokládáno, že jsou kotoučové brzdy nadměrně opotřebovávány, byl překontrolován na pravidelné vyvazovací opravě 4. 4. 2019 ve firmě Pars nova a.s..

Tabulka 5 - Proběhy vozu CZ-ČD Bdp<sup>231</sup> 61 54 20 – 71079-5

Datum	Akce	Celkový počet km	km mezi akcemi
30.11.2013	nové BK	0	
05.10.2018	soustružení BK	874 187	874 187
02.11.2018	periodická prohlídka	895 696	21 509
15.11.2018	periodická prohlídka	906 685	10 989
04.12.2018	periodická prohlídka	923 828	17 143
17.12.2018	periodická prohlídka	935 564	11 736
04.01.2019	periodická prohlídka	951 862	16 298
18.01.2019	periodická prohlídka	964 443	12 581
01.02.2019	nové BK	977 179	12 736

Tabulka 5 ukazuje periodičnost proběhu vozů olomouckým depem. V příloze B se nachází fotografie stavu brzdových kotoučů v jednotlivých probězích.

Na obrázku 28 je vidět brzdový kotouč při nájezdu 21 509 km od osoustružení. Jedná se o vlasové trhlinky, které jsou přípustné pro další provoz vozu, ale toto malé opotřebení je při tak nízkém nájezdu nadstandardní.

Obrázek 29 ukazuje stejný brzdový kotouč po 102 992 km od osoustružení. Jde sice jen o povrchovou trhlinu, která by byla přípustná pro provoz, zasahuje ale do vnitřního okraje kotouče do oblasti menší jak 10 mm. To znamená, že další provoz vozidla s tímto brzdovým kotoučem je dle nařízení ČD 382/2007 nepřipustný. 1. 2. 2019 tedy došlo k výměně brzdových kotoučů za nové.



*Obrázek 28 - Opotřebení brzdového kotouče vozu Bdpee<sup>231</sup> po 21 509 km od osoustružení*



*Obrázek 29 - Opotřebení brzdového kotouče vozu Bdpee<sup>231</sup> po 102 992 km od osoustružení*

*Tabulka 6 - Kontrola brzdových kotoučů vozu CZ-ČD Bdmpee<sup>233</sup> 61 54 20 – 71008-4*

Datum	Akce	Celkový počet km
14.06.2014	nové BK	0
04.04.2019	Hlavní oprava (kontrola BK)	1 140 815

Na obrázku 30 je vidět opotřebení brzdového kotouče vozu Bdmpee<sup>233</sup> po 1 140 815 km. Na povrchu se nachází pouze povrchové trhliny a vlasové trhliny nezasahující do krajů, se kterými je možné vůz podle předpisů standardně provozovat.

Tímto se tedy potvrzuje problém nadměrného opotřebovávání brzdových kotoučů vozů Bdpee<sup>231</sup>. Neosoustružené kotouče, které jsou osazené na voze Bdmpee<sup>233</sup> (obrázek 30), vykazují obdobné nebo spíše menší opotřebení po 1 140 815 km než osoustružené BK vozu Bdpee<sup>231</sup> po 21 509 km, celkově 895 696 km (obrázek 29).



*Obrázek 30 - Brzdový kotouč vozu Bdmpee<sup>233</sup> po ujetí 1 140 815 km*

### 6.3 Výpočty brzdového zařízení Bdpee<sup>231</sup> a srovnání s výpočty výrobce brzdy

Další pasáž experimentální části diplomové práce se věnuje výpočtu brzdy problémového vozu Bdpee<sup>231</sup>. Výpočet je zjednodušený, není započítán odpor prostředí a slouží pouze k informativním účelům. V této kapitole je zjištěna teoretická zábrzdňá dráha a brzdící procento v rychlostech od 120 km/h do 160 km/h. Výpočet slouží k porovnání a kontrole výpočtů, které jsou k dispozici od výrobce brzdového systému, kterým je vůz osazen. Propočty byly provedeny podle normy ČSN EN 14531-1: Železniční aplikace – Metody výpočtu zábrzdňých a brzdňých drah a zabrzdění proti samovolnému pohybu – Část 1: Základní algoritmy využívající výpočet střední hodnoty pro vlakové soupravy nebo jednotlivá vozidla.

#### 6.3.1 Výpočet brzdy vozu Bdpee<sup>231</sup> v režimu R

**Moment setrvačnosti:**

$$J = m \cdot r^2 \quad (11)$$

$$J = 41500 \cdot 0,46^2$$

$$J = 8781,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde je  $m$  statická hmotnost v kg

$r$  poloměr kola v m

**Ekvivalentní rotující hmota:**

$$m_{ROT} = \frac{4 \cdot J}{D^2} \quad (12)$$

$$m_{ROT} = \frac{4 \cdot 8781,4}{0,92^2}$$

$$m_{ROT} = \frac{351256}{0,8464}$$

$$m_{ROT} = 415000 \text{ kg}$$

kde je  $D$  průměr kola v m

**Setrvačná hmotnost:**

$$m_{dyn} = \sum m_{ST} + m_{ROT} \quad (13)$$

$$m_{dyn} = 41500 + 0$$

$$m_{dyn} = 41500 \text{ kg}$$

kde je  $m_{ST}$  statická hmotnost v kg

**Převodový poměr centrálního pákoví brzdy:**

$$i_{rig} = \left(\frac{a}{b} \cdot 2\right) \cdot 2 \quad (14)$$

$$i_{rig} = \left(\frac{184}{156} \cdot 2\right) \cdot 2$$

$$i_{rig} = 4,718$$

kde je  $a, b$  páky třmenu v mm

**Výstupní síly válce:**

$$F_C = p_C \cdot A_C \cdot i_C \cdot \eta_C + F_{S,C} \quad (15)$$

$$F_C = 280000 \cdot 0,05067 \cdot 1 \cdot 0,94 - 1300$$

$$F_C = 12036 \text{ N}$$

kde je  $p_c$  tlak v brzdovém válci v Pa  
 $A_C$  čelní plocha pístu brzdového válce v m<sup>2</sup>  
 $i_C$  vnitřní převodový poměr/součinitel brzdové jednotky  
 $\eta_C$  účinnost brzdového válce  
 $F_{s,c}$  síly vnitřních pružin brzdového válce v N



**Celkové svěrné síly jedné sestavy jednotky kotoučové brzdy:**

$$F_b = F_c \cdot i_{rig} \cdot \eta_{rig, dyn} \quad (16)$$

$$F_b = 12036 \cdot 4,718 \cdot 0,9$$

$$F_b = 51107,3 \text{ N}$$

kde je  $\eta_{rig, dyn}$  účinnost pákovi v dynamických podmínkách - podle ČSN EN 1453-1 = 90%

**Střední brzdící síla na kolo pro jednu jednotku kotoučové brzdy:**

$$\overline{F_{B,C}} = F_b \cdot \mu_m \cdot \frac{r_s}{\frac{D}{2}} \cdot \frac{i_{tra}}{\eta_{tra}} \quad (17)$$

$$\overline{F_{B,C}} = 51107,3 \cdot 0,4 \cdot \frac{0,2}{\frac{0,92}{2}} \cdot \frac{1}{1}$$

$$\overline{F_{B,C}} = 8888,2 \text{ N}$$

kde je  $\mu_m$  střední součinitel tření obložení

$i_{tra}$  převodový poměr na hnací převodovce, v případě bez převodovky = 1

$\eta_{tra}$  účinnost převodovky, v případě bez převodovky = 1

$r_s$  střední třecí poloměr brzdového obložení brzdového kotouče v m

**Ekvivalentní zpomalení:**

$$a_e = \frac{\Sigma \overline{F_{B,i}} + \Sigma \overline{F_{ext}}}{m_{dyn}} \quad (18)$$

$$a_e = \frac{8 \cdot 8888,2 + 0}{41500}$$

$$a_e = 1,71 \frac{m}{s^2}$$

kde je  $\overline{F_{B,i}}$  střední brzdící síla sestavy jednotky kotoučové brzdy v N

$\bar{F}_{\text{ext}}$  vnější síly (odpor vlaku, sklon) – pro teoretický výpočet se nebere v úvahu  
v N

### 6.3.2 Výpočet brzdy - 120 km/h

**Teoretická zábrzdňá dráha:**

$$s_t = v_0 \cdot t_e + \frac{v_0^2 - v_{fin}^2}{2 \cdot a_e} \quad (19)$$

$$s_t = 33,33 \cdot 2,5 + \frac{33,33^2 - 0^2}{2 \cdot 1,71}$$

$$s_t = 408,1 \text{ m}$$

kde je  $v_0$  počáteční rychlost v  $\frac{\text{m}}{\text{s}}$

$v_{fin}$  konečná rychlost (= 0 v případě zábrzdňé dráhy) v  $\frac{\text{m}}{\text{s}}$

$t_e$  ekvivalentní aktivační doba v s – podle ČSN EN 13452-1 = 2,5 s

**Brzdící procento:**

$$\lambda = \frac{\Sigma B_o}{m_{ST}} \cdot 100 \quad (20)$$

$$\lambda = \frac{62500}{41500} \cdot 100$$

$$\lambda = 151\%$$

kde je  $B_o$  brzdící váha jednoho vozu v t

### 6.3.3 Výpočet brzdy - 140 km/h

**Teoretická zábrzdňá dráha:**

$$s_t = v_0 \cdot t_e + \frac{v_0^2 - v_{fin}^2}{2 \cdot a_e} \quad (21)$$

$$s_t = 38,89 \cdot 2,5 + \frac{38,89^2 - 0^2}{2 \cdot 1,71}$$

$$s_t = 539,46 \text{ m}$$

**Brzdící procento:**

$$\lambda = \frac{\Sigma B_o}{m_{ST}} \cdot 100 \quad (22)$$

$$\lambda = \frac{66500}{41500} \cdot 100$$

$$\lambda = 160\%$$

### 6.3.4 Výpočet brzdy - 160 km/h

**Teoretická zábrzdňá dráha:**

$$s_t = v_0 \cdot t_e + \frac{v_0^2 - v_{fin}^2}{2 \cdot a_e} \quad (23)$$

$$s_t = 44,44 \cdot 2,5 + \frac{44,44^2 - 0^2}{2 \cdot 1,71}$$

$$s_t = 688,56 \text{ m}$$

**Brzdící procento:**

$$\lambda = \frac{\Sigma B_o}{m_{ST}} \cdot 100 \quad (24)$$

$$\lambda = \frac{70500}{41500} \cdot 100$$

$$\lambda = 170\%$$

Tabulka 7 - Vyhodnocení a srovnání výpočtů s výpočty výrobce brzdy

Veličina	Jednotka	Hodnota					
		120		140		160	
Rychlost	km/h	Výpočet	Výpočet výrobce	Výpočet	Výpočet výrobce	Výpočet	Výpočet výrobce
Teoretická zábrzdňá dráha	m	408	405	539	551	689	720
Brzdící procento	%	151	150	160	161	170	169
Požadavek UIC 540	%	150-170					

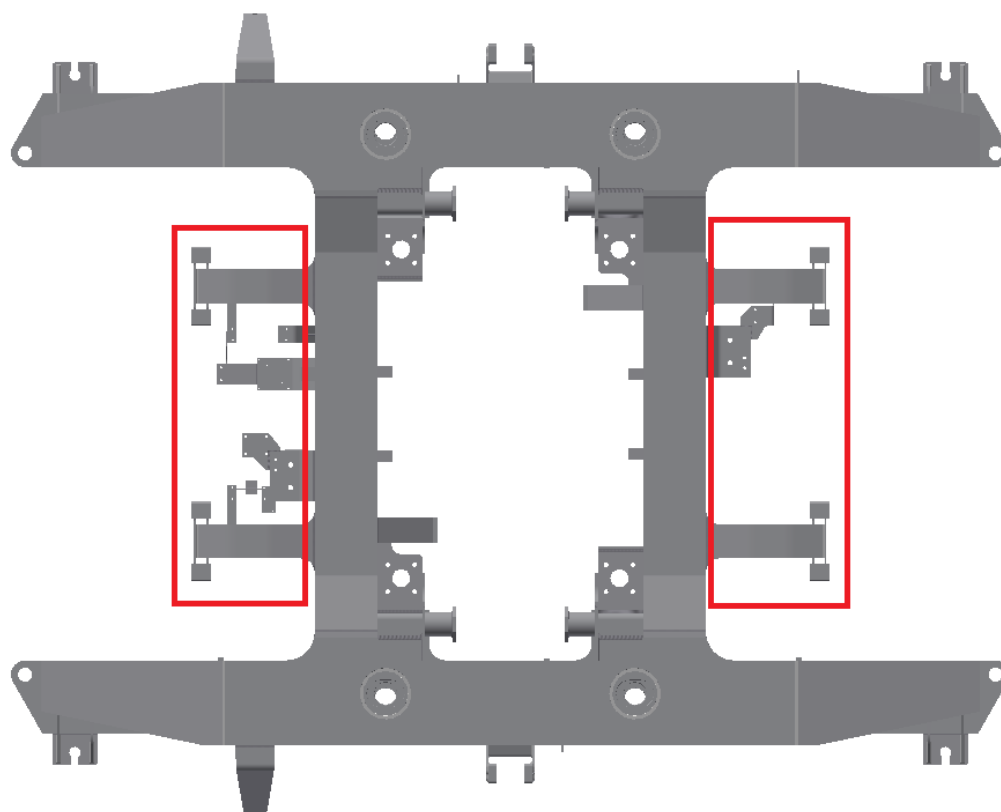
Z tabulky je patrné, že výpočty v této práci a výpočty od výrobce brzdy nejsou naprosto stejné. Jejich odchylka se pohybuje v jednotkách procent. Díky těmto rozdílům není možné přesně říci, jestli výpočty výrobce kotoučové brzdy pro vůz Bdpce<sup>231</sup> jsou správné či nikoliv.

Před uvedením každého vozidla do reálného provozu, vozy podstupují typovému ověření brzd, které rozhoduje o jejich funkčním stavu dle předpisů UIC 540, 543 a 545. Tím pádem teoretické výpočty nejsou rozhodující, i když přiblížení brzdících procent k horní hranici požadavků normy UIC 540 (viditelné v tabulce 7 – brzdící procento) může naznačovat možnost nadměrného opotřebovávání brzdových kotoučů vozů Bdpce<sup>231</sup>.

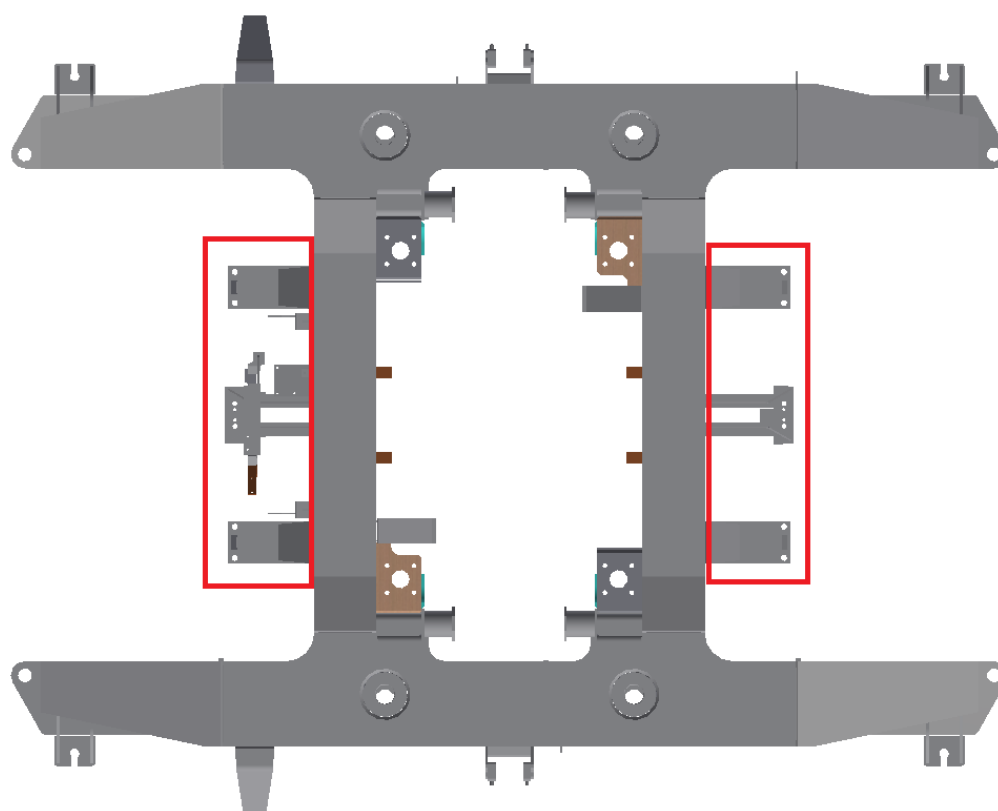
#### 6.4 Návrh úpravy podvozku vozu Bdpce<sup>231</sup> pro montáž brzdové výstroje z vozu Bdmpee<sup>233</sup>

Hlavní rozdíl v brzdových systémech sledovaných vozů je ten, že u vozu řady Bdmpee<sup>233</sup> se nachází celkem 8 brzdových jednotek, každá ovládá svůj jeden brzdový kotouč. Vůz Bdpce<sup>231</sup> má brzdové jednotky pouze 4. Každá ovládá dva brzdové kotouče, kde se síly z brzdové jednotky přenáší přes pákovi.

V této kapitole bude navržena úprava konzol, na které je přichyceno brzdové ústrojí. Původní konzoly, které jsou zvýrazněny na obrázku 31, budou odřezány. Na jejich místa se navaří konzoly, obdobné těm z vozu Bdmpee<sup>233</sup> (obrázek 32), které následně budou osazeny novými brzdovými jednotkami. Výkresová dokumentace je přiložena v příloze A této práce. Nákladnost výroby a výměny těchto konzol bude shrnuta v technickoekonomickém zhodnocení.



Obrázek 31 - Podvozek GP 200 vozu Bdpce<sup>231</sup>



Obrázek 32 - Podvozek GP 200 vozu Bdmpee<sup>233</sup>

## 7. Technicko-ekonomické zhodnocení

### 7.1 Výpočet nákladů na použitý materiál při realizaci úpravy podvozku

*Tabulka 8 – Plocha použitého plechového materiálu S355NL o tloušťce 5 mm pro jedno železniční kolejové vozidlo (ŽKV)*

Tloušťka plechu - 5 mm	
PLOCHA CELKEM	0,81 m <sup>2</sup>

Minimální množství, které je možno odebrat od dodavatele materiálu je 1 ks plechu o rozměrech 5 mm x 1000 mm x 2000 mm (2 m<sup>2</sup>). Odhadovaná cena 1 ks je 2 120 Kč.

*Tabulka 9 – Plocha použitého plechového materiálu S355NL o tloušťce 6 mm pro jedno ŽKV*

Tloušťka plechu - 6 mm	
PLOCHA CELKEM	0,80 m <sup>2</sup>

Minimální množství, které je možno odebrat od dodavatele materiálu je 1 ks plechu o rozměrech 6 mm x 1000 mm x 2000 mm (2 m<sup>2</sup>). Odhadovaná cena 1 ks je 2 420 Kč.

*Tabulka 10 – Plocha použitého plechového materiálu S355NL o tloušťce 8 mm pro jedno ŽKV*

Tloušťka plechu - 8 mm	
PLOCHA CELKEM	1,23 m <sup>2</sup>

Minimální množství, které je možno odebrat od dodavatele materiálu je 1 ks plechu o rozměrech 8 mm x 1000 mm x 2000 mm (2 m<sup>2</sup>). Odhadovaná cena 1 ks je 3 300 Kč.

*Tabulka 11 – Plocha použitého plechového materiálu S355NL o tloušťce 10 mm pro jedno ŽKV*

Tloušťka plechu - 10 mm	
PLOCHA CELKEM	0,45 m <sup>2</sup>

Minimální množství, které je možno odebrat od dodavatele materiálu je 1 ks plechu o rozměrech 10 mm x 1000 mm x 2000 mm (2 m<sup>2</sup>). Odhadovaná cena 1 ks je 4 080 Kč.

*Tabulka 12 – Odhadované náklady na další použitý materiál pro jedno ŽKV*

Ostatní materiál		
Výkres	Materiál	Celková cena Kč
L profily	S355NL	76
Ploché profily	S355NL	590
Kruhové profily	S355NL	27
Celkem Kč		693

Tabulka 13 - Celkové odhadované náklady na materiál S355NL použitý pro jedno ŽKV

Materiál	Kč
Plech tl. 5 mm	2 120
Plech tl. 6 mm	2 420
Plech tl. 8 mm	3 300
Plech tl. 10 mm	4 800
Ostatní	693
Celkem	13 333

## 7.2 Výpočet nákladů na práci při realizaci úpravy podvozku

Za předpokladu úpravy podvozků celé řady vozů Bdp<sup>231</sup> tzn. 62 vozů, je v této práci počítáno i s vývojem mezd v odhadované době realizace na všech vozech.

Tabulka 14 - Předpokládaný vývoj mezd v letech 2019 – 2022 (roční nárůst o 1,5%)

Činnost	Současnost	2020	2021	2022	Ø v Kč
Řezání paprskem plazmy	610	619	628	638	624
Svařování	450	457	464	471	460
Montáž	400	406	412	418	409
Konstrukce	600	609	618	627	614

Tabulka 15 – Odhadovaná časová náročnost výroby součástí před svařováním pro 1 ŽKV

Operace	Ø čas na jednu součást v hodinách	Počet ks	Celkem hodin
Přípravné operace	0,35	92	32,2
Vypalování a ohýbání plechu	0,15	92	13,8
Obrábění po vypálení a příprava svarových ploch	0,35	92	32,2
Celkem hodin			78,2

Dělení materiálu proběhlo na CNC plazmovém vypalovacím centru. Hodinová sazba při dělení materiálu pomocí vypalování plazmou a následné úpravě obrobku je 624 Kč. Celkové náklady na výrobu a přípravu všech součástí před svařováním jsou 48 797 Kč.

Svařování se provádí s využitím bazické svařovací elektrody ESAB OK 73.08 5 x 450. Odhadovaná cena balení 2,2 kg elektrod je 514 Kč. Hodinová sazba svářeče je 460 Kč.

Tabulka 16 – Odhadovaná časová náročnost svařování a montáže konzolí na rámy podvozků jednoho ŽKV

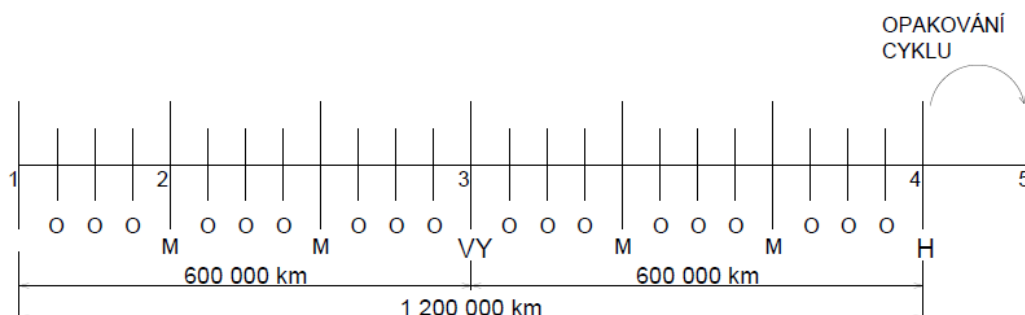
Operace	Ø čas na jednu konzoli v hodinách	Počet ks	Celkem hodin
Svařování	0,5	26	13
Přivařování konzolí na rám podvozku			7
Celkem hodin			20

Celková odhadovaná cena svařování včetně přídavného materiálu je 9 714 Kč.

Tabulka 17 – Odhadované náklady na brzdové zařízení pro 1 ŽKV

Položka	Cena/ks v Kč	Počet ks	Celkem Kč
Brzdový válec	18 000	8	144 000
Sada pákoví (provedení pravé)	12 000	4	48 000
Sada pákoví (provedení levé)	14 000	4	56 000
Držáky obložení	12 000	8	96 000
Kotouč brzdový Ø 590 mm	15 000	8	120 000
Celkem			464 000

Na obrázku 33 je zobrazeno schéma pravidelné údržby vozu Bdpee<sup>231</sup> dle předpisu ČD V 25. Každých 600 000 km je provozovatel povinen dopravit vozidlo k vyvazovací nebo hlavní opravě, která se provádí ve firmě Pars nova a.s.. Vyvazovací a hlavní opravy lze využít ke snížení nákladů na práci při montážích nových konzol a brzdových zařízení. Součástí těchto oprav je celkové vyvázání a údržba podvozků. To znamená, že pokud by se realizace návrhu na změnu brzdového ústrojí vozu Bdpee<sup>231</sup> uskutečnila v moment hlavní nebo vyvazovací opravy, uspoří se náklady na všechny položky z tabulky 17 a částečně z tabulky 18 z důvodu, že jej platí provozovatel vozidla. Existuje možnost náhodných situací, u kterých realizaci návrhu nelze aplikovat při vyvazovacích a hlavních opravách. Předpoklad je 7 % případů.



Obrázek 33 - Schéma údržby vozu Bdpee<sup>231</sup>

O = provozní ošetření,

M = malá prohlídka

VY = periodická oprava vyvazovací,

H = periodická oprava hlavní



*Tabulka 18 – Odhadované náklady na práci při výměně brzdových kotoučů jednoho ŽKV*

Operace	Ø čas v hodinách	Celkem Kč
Rozlisování dvojkolí	2	818
Slisování brzdových kotoučů	10	4 090
Nalisování brzdových kotoučů	12	4 908
Nalisování dvojkolí	4	1 636
Vývaz, závaz podvozku a dvojkolí	19	7 771
Celkem Kč		19 223

*Tabulka 19 – Odhadované náklady na montáž brzdových zařízení pro 1 ŽKV*

Operace	Ø čas v hodinách	Celkem Kč při vyvazovacích opravách	Celkem Kč v náhodných případech (7 %)
Práce při výměně BK	47	0	19 223
Demontáž původních konzol	20	8 180	8 180
Montáž jednotek kotoučové brzdy	32	0	13 088
Montáž brzdových ústrojí	80	0	32 720
Zkouška těsnosti a seřízení na podvozku	4	0	1 636
Funkční zkouška vozu	13	0	5 317
Celkem Kč		8 180	80 164

Je počítáno s hodinovou sazbou montážních pracovníků 409 Kč.

*Tabulka 20 – Celkové odhadované náklady na úpravu rámu podvozků a montáž nových brzdových zařízení na vůz Bdp<sup>231</sup>*

Položka	Cena v Kč - vyvazovací opravy	Cena v Kč - náhodné případy (7 %)
Materiál S355NL	13 333	13 333
Plazmové dělení materiálu a ohýbání	48 797	48 797
Svařování	9 714	9 714
Brzdové zařízení	464 000	464 000
Montáž	8 180	80 164
<b>Celkem Kč</b>	<b>544 024</b>	<b>616 008</b>

Tabulka 21 – Jednorázové odhadované náklady na schválení změny brzdového zařízení

Operace	Cena v Kč
Typová zkouška brzdy	750 000
Posouzení TSI Loc&Pas - posouzení shody s požadavky nařízení komise č. 1302/2014	500 000
Výpočet energetické kapacity brzdy (oteplení)	150 000
Schválení změny na drážním vozidle - drážní poplatek	2 000
Dodatek k technickým podmínkám vozu	50 000
Prohlášení navrhovatele o bezpečnosti dle nařízení komise č. 402/2013	25 000
Tvorba technické dokumentace	25 000
<b>Celkem Kč</b>	<b>1 502 000</b>

### 7.3 Výpočet nákladů na práci a použitý materiál při výměně brzdových kotoučů v současném systému údržby vozidla Bdpee<sup>231</sup>

Tabulka 22 – Odhadované náklady na práci při výměně brzdových kotoučů pro 1 ŽKV (sazba 409 Kč / h)

Operace	Ø čas v hodinách	Celkem Kč
Rozlisování dvojkolí	2	818
Slisování brzdových kotoučů	10	4 090
Nalisování brzdových kotoučů	12	4 908
Nalisování dvojkolí	4	1 636
Vývaz, závaz podvozku a dvojkolí	19	7 771
<b>Celkem Kč</b>		<b>19 223</b>

Pro údaje v tabulce 22 také platí, že náklady na práci se neúčtují, pokud výměna brzdových kotoučů proběhne v rámci vyvazovací nebo hlavní opravy. Náhodné opravy jsou odhadnuty na 7 % z celkového počtu výměn BK.

Tabulka 23 – Odhadované náklady na materiál při výměně brzdových kotoučů pro 1 ŽKV

Položka	Cena/ks v Kč	Počet ks	Celkem Kč
Kotouč brzdový Ø 590 mm	15 000	8	120 000

Tabulka 24 – Celkové odhadované náklady na výměnu brzdových kotoučů pro 1 ŽKV v současném systému údržby vozidla Bdpee<sup>231</sup>

Položka	Cena v Kč - vyvazovací opravy	Cena v Kč - náhodné případy (7 %)
Práce	0	19 223
Materiál	120 000	120 000
<b>Celkem Kč</b>	<b>120 000</b>	<b>139 223</b>

#### 7.4 Výpočet návratnosti investice na změnu brzdového zařízení vozu Bdpee<sup>231</sup>

V příloze A se nachází současná koncepce údržby brzdových kotoučů v letech 2020-2035 (do konce životnosti) všech 62 vozů Bdpee<sup>231</sup>. BK se mění průměrně každých 600 000 km v rámci pravidelných vyvazovacích a hlavních oprav, kde se náklady na práci při výměně kotoučů nepočítají. V letech 2015-2019 se však stalo, že v 15 případech se BK měnily z různých důvodů (popraskání, zahoření, atd.) mimo pravidelnou vyvazovací (hlavní) opravu, což je přibližně 7% ze všech 62 vozidel ročně. V těchto situacích se do nákladů počítá i práce na jejich výměnu (tabulka 24). Do výpočtů se promítá ušlý zisk za odstávky vozů při náhodných událostech (7 % případů, viz. tabulka 25).

*Tabulka 25 - Odhad ušlého zisku za odstávky všech vozů v současném systému údržby BK (viz. Příloha A)*

Položka	Hodnota	Jednotka
Počet odstavených vozů	45	ks
Zisk 1 ŽKV v provozu	338 130	Kč /3 dny
Doba odstávky	3	dny
Cena	130	Kč/km
Průměrný počet km/den	867	km
Celkový potenciální ušlý zisk za odstávky	15 215 850	Kč

V příloze B se nachází nová navrhovaná koncepce údržby brzdových kotoučů vozidel Bdpee<sup>231</sup> od roku 2020 do konce životnosti vozů (2035). V tabulce je navržena doba realizace návrhu na osazení nových brzdových zařízení. Předpokládá se, že firma Pars nova a.s. dokáže uvolnit kapacity pro opravu 16 vozů za jeden rok. Stejně jako v příloze A je realizace návrhu na montáž nových brzdových zařízení směřována do pravidelných vyvazovacích a hlavních oprav. Také zde se neplatí většina nákladů na práci viz. tabulka 19. I při výměně brzdových ústrojí se počítá s tím, že se v několika případech realizace nepovede provést v pravidelných vyvazovacích opravách. Předpokládá se tedy 7 % náhodných případů oprav stejně jako v současné koncepci (tabulka 20), při kterých se platí i náklady za práci. Po osazení nových brzdových zařízení na vozidla se již s neplánovanými situacemi nepočítá. V těchto 7 % případech byl vyčíslen ušlý zisk za odstávky vozidel (tabulka 26).

*Tabulka 26 - Odhad ušlého zisku za odstávky všech vozů navrhovaného systému údržby BK (viz. Příloha B)*

Položka	Hodnota	Jednotka
Počet odstavených vozů	12	ks
Zisk 1 ŽKV v provozu	338 130	Kč / 3 dny
Doba odstávky	3	dny
Cena	130	Kč/km
Průměrný počet km/den	867	km
Celkový potenciální ušlý zisk za odstávky	4 057 560	Kč

*Tabulka 27 - Odhadovaná úspora za odstávky všech vozů Bdpee<sup>231</sup>*

Položka	Kč
Původní koncepce	15 215 850
Navrhovaná koncepce	4 057 560
Celkem	11 158 290

*Tabulka 28 - Porovnání odhadovaných nákladů na práci a použitý materiál při údržbě všech vozů Bdpee<sup>231</sup>*

Položka	Kč
Původní koncepce	67 825 035
Nová koncepce	67 583 969
Celkem	241 066

*Tabulka 29 - Celková odhadovaná úspora na údržbu BK po realizaci návrhu všech vozů Bdpee<sup>231</sup>*

Položka	Kč
Práce a materiál	241 066
Odstávky	11 158 290
Schvalování	-1 502 000
<b>Celkem</b>	<b>9 897 356</b>

Z tabulky 28 je viditelné, že při montáži nových brzdových zařízení na všechna vozidla Bdpee<sup>231</sup> jsou celkové náklady na materiál a práci po zbytek životnosti vozidel o 241 066 Kč nižší než při zachování současného stavu. Pokud se do výpočtu zahrnou i náklady na odstávky vozidel, které budou při ponechání současného stavu brzd vyšší o 11 158 290 Kč (tabulka 27), celková úspora do roku 2035 se odhaduje na částku 9 897 356 Kč.

## 8. Závěr

Diplomová práce se zabývá problematikou nadměrného opotřebovávání brzdových kotoučů železničních osobních vozů řady Bdpee<sup>231</sup>, což má za následek vysoké náklady na pravidelnou údržbu a opravy. Cílem práce bylo sledovat a analyzovat opotřebení BK konkrétních vozů v provozu. Následovalo vyhodnocení výpočtů zábrzdných drah a brzdících procent, které byly dodány od výrobce brzdy. Jako hlavní cíl následoval návrh na úpravu brzdové výstroje vozů řady Bdpee<sup>231</sup> tak, aby bylo dosaženo vyšší životnosti brzdových kotoučů.

Při sledování brzdových kotoučů vozu CZ-ČD Bdpee<sup>231</sup> 61 54 20 – 71079-5, kde ovládá jedna brzdová jednotka dva brzdové kotouče, bylo zjištěno nepovolené opotřebení BK po ujetí 895 696 km. Naproti tomu na vozidle CZ-ČD Bdmpee<sup>233</sup> 61 54 20 – 71008-4, kde každá brzdová jednotka ovládá jeden brzdový kotouč (jinak je vůz svojí stavbou téměř stejný), bylo po ujetí 1 140 815 km zjištěno opotřebení mírné, se kterým je možné vozidlo dále provozovat. Tím se potvrdil problém s nadměrným opotřebováváním BK vozů Bdpee<sup>231</sup> a nutnost se touto problematikou zabývat.

Vypracované výpočty zábrzdných drah a brzdících procent v diplomové práci se přesně neshodují s výpočty, které byly dodány výrobcem. Odchyšky se pohybují v jednotkách procent. Tím pádem není možné s přesností určit, jestli je chyba ve výpočtu důvodem nadměrného opotřebovávání BK vozů Bdpee<sup>231</sup>.

Jako řešení problému nadměrného opotřebovávání brzdových kotoučů vozů Bdpee<sup>231</sup> byl proveden návrh na montáž brzdových jednotek a zařízení stejné koncepce, které se nachází na vozidlech řady Bdmpee<sup>233</sup>. S tím souvisí i úpravy podvozků, ke kterým byla vypracována výkresová dokumentace.

V kapitole technickoekonomické zhodnocení bylo vypočítáno, že náklady na realizaci návrhu na výměnu brzdových zařízení pro jeden vůz Bdpee<sup>231</sup> jsou 544 024 Kč v rámci pravidelných vyvazovacích nebo hlavních oprav a 616 008 Kč v mimořádných případech, mimo pravidelné opravy. Po vytvoření nové koncepce údržby brzdových kotoučů všech vozidel Bdpee<sup>231</sup> bylo zjištěno, že po realizaci návrhu budou celkové náklady na použitý materiál a práci nižší o 241 066 Kč než při současné koncepci. Vezme-li se v úvahu, že realizací návrhu se životnost BK všech vozů zvýší dvojnásobně, zmenší se tak náklady na odstavení vozu při jejich údržbě, a to celkově o 11 158 290 Kč. V konečném součtu, díky realizaci návrhu na změnu brzdových zařízení všech 62 vozidel Bdpee<sup>231</sup> a dodržování nového konceptu údržby BK, ušetří jejich provozovatel do konce životnosti vozů (do roku 2035) celkově 9 897 356 Kč.

## Seznam použité literatury

- [1] MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. [i]Metodika konstruování kolejových vozidel[i]. 2. vyd. Praha, ČVUT 1992, 178 s., ISBN 80-01-00815-0
- [2] České dráhy a.s. *Osobní vůz Bdpee<sup>231</sup>* [online]. cd.cz: 2018 [cit. 1.11.2018]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/nase-vlaky/ec-ic/bdpee/-25840/>
- [3] Pars Nova. *Modernizovaný osobní vůz Bdpee* [online]. parsnova.cz [cit. 1.11.2018]. Dostupné z: <http://www.parsnova.cz/produkty/modernizace-a-rekonstrukce-zeleznicnich-kolejovych-vozidel/modernizovany-osobni-vuz-bdpee>.
- [4] *Vůz CZ-ČD Bdpee<sup>231</sup>* [online]. atlasvozu.cz: 2018 [cit. 26.11.2018]. Dostupné z: <http://www.atlasvozu.cz/rada/cd/253-Bdpee231.html>
- [5] *Vůz CZ-ČD Bdmpee<sup>233</sup>* [online]. atlasvozu.cz: 2018 [cit. 26.11.2018]. Dostupné z: <http://www.atlasvozu.cz/rada/cd/5-Bdmpee233.html>
- [6] Pars Nova. *Modernizovaný osobní vůz Bdmpee* [online]. parsnova.cz [cit. 26.11.2018]. Dostupné z: <http://www.parsnova.cz/produkty/modernizace-a-rekonstrukce-zeleznicnich-kolejovych-vozidel/modernizovany-osobni-vuz-bdmpee>
- [7] BRISOU Florent, A short history of railway braking [online]. *RAIL21* Copyright © [cit. 09.01.2019]. Dostupné z: [http://florent.brisou.pagesperso-orange.fr/Histoire\\_Frein\\_EN.pdf](http://florent.brisou.pagesperso-orange.fr/Histoire_Frein_EN.pdf)
- [8] CĂTĂLIN Cruceanu. *Train Braking, Reliability and Safety in Railway*, Dr. Xavier Perpinya (Ed.), Bukurešť, 2012, ISBN: 978- 953-51-0451-3, InTech, Dostupné z: <http://www.intechopen.com/books/reliability-and-safety-inrailway/braking-systems-for-railway-vehicles>
- [9] Federální ministerstvo dopravy. Popis brzd železničních vozidel, Služební rukověť. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1984, 247s
- [10] HELLER Petr. Brzda v kolejových vozidlech [online], Západočeská universita, 2010, Plzeň. [cit. 20.01.2019]. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~pheller/ZSDM/Brzda%20v%20KV.pdf>
- [11] SHARMA, Rakesh, DHINGRA, Manish, KUMAR Pathak, Rajeev. 2015. Braking Systems in Railway Vehicles. *International Journal of Engineering Research & Technology*. 4. 206-211.
- [12] ŠVESTKA, David. *Brzdová zařízení. Atlaslokomotiv.net* [online]. [cit. 27.1.2019]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/page-brzdy.html>

- [13] IZER, Jiří. Kolejové vozy. Bratislava: Alfa, 1986.
- [14] Pars Nova a.s. [online]. skoda.cz [cit. 1.11.2018]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/o-spolecnosti/pars-nova-a-s/>

## Seznam obrázků

Obrázek 1- Brzdový systém používaný na vagonech kolem roku 1827 [7] .....	14
Obrázek 2 - Brzdový systém řízený šroubem a táhly v roce 1837 [7] .....	15
Obrázek 3 - Silové poměry u kotoučové brzdy při brzdění [9] .....	20
Obrázek 4 - Silové poměry u špalíkové brzdy při brzdění; [9] .....	21
Obrázek 5 - Samočinná tlaková brzda na soupravě vozů [9] .....	23
Obrázek 6 - Osobní vůz 814 využívající kompresor 3 DSK – 75 [12] .....	26
Obrázek 7 - Kompresor 3 DSK - 75 od firmy RUDOS [12] .....	26
Obrázek 8 - Elektrická lokomotiva 363, která používá kompresor 3 DSK – 100 [12] .....	27
Obrázek 9 - Kompresor 3 DSK - 100 od firmy RUDOS [12] .....	27
Obrázek 10 - Brzdíč DAKO BS 2 [12] .....	29
Obrázek 11 - Brzdíč DAKO BSE [12] .....	30
Obrázek 12 – Brzdění [13] .....	31
Obrázek 13 – Odbrzdní [13] .....	31
Obrázek 14 - Odbrzdní poloha [13] .....	31
Obrázek 15 - Jednopístový brzdový válec [9] .....	33
Obrázek 16 – Prachojem [9] .....	33
Obrázek 17 - Špalíková brzda nákladního vozu [10] .....	36
Obrázek 18 - Schématické zobrazení kotoučové brzdy [9] .....	37
Obrázek 19 - Brzdový kotouč osobního vozu Bdmpee <sup>233</sup> .....	37
Obrázek 20 - Elektromagnetická kolejnicová brzda .....	39
Obrázek 21 - Princip elektromagnetické kolejnicové brzdy [11] .....	40
Obrázek 22– Interiér vozu Bdpee <sup>231</sup> [2] .....	42
Obrázek 23 - Brzdová výstroj na jedné nápravě vozu Bdpee <sup>231</sup> .....	43



Obrázek 24– Exteriér vozu Bdmpee233 [6] .....	44
Obrázek 25 - Brzdová výstroj na jedné nápravě vozu Bdmpee <sup>233</sup> .....	45
Obrázek 26 - Vlasové trhliny .....	46
Obrázek 27 - Trhliny brzdových kotoučů .....	47
Obrázek 28 - Opotřebení brzdového kotouče vozu Bdpee <sup>231</sup> po 21 509 km od osoustružení ..	49
Obrázek 29 - Opotřebení brzdového kotouče vozu Bdpee <sup>231</sup> po 102 992 km od osoustružení	49
Obrázek 30 - Brzdový kotouč vozu Bdmpee <sup>233</sup> po ujetí 1 140 815 km .....	50
Obrázek 31 - Podvozek GP 200 vozu Bdpee <sup>231</sup> .....	57
Obrázek 32 - Podvozek GP 200 vozu Bdmpee <sup>233</sup> .....	57
Obrázek 33 - Schéma údržby vozu Bdpee <sup>231</sup> .....	60

## Seznam tabulek

Tabulka 1 - Časy plnění a vyprazdňování brzdových válců u brzdy DAKO [9] .....	25
Tabulka 2 - Shrnutí řešeného problému.....	41
Tabulka 3– Technické informace vozu Bdpee <sup>231</sup> [4] .....	43
Tabulka 4- Technické informace vozu Bdmpee <sup>233</sup> [5].....	45
Tabulka 5 - Proběhy vozu CZ-ČD Bdpee <sup>231</sup> 61 54 20 – 71079-5 .....	48
Tabulka 6 - Kontrola brzdových kotoučů vozu CZ-ČD Bdmpee <sup>233</sup> 61 54 20 – 71008-4 .....	50
Tabulka 7 - Vyhodnocení a srovnání výpočtů s výpočty výrobce brzdy .....	56
Tabulka 8 – Plocha použitého plechového materiálu S355NL o tloušťce 5 mm pro jedno železniční kolejové vozidlo (ŽKV).....	58
Tabulka 9 – Plocha použitého plechového materiálu S355NL o tloušťce 6 mm pro jedno ŽKV .....	58
Tabulka 10 – Plocha použitého plechového materiálu S355NL o tloušťce 8 mm pro jedno ŽKV .....	58
Tabulka 11 – Plocha použitého plechového materiálu S355NL o tloušťce 10 mm pro jedno ŽKV .....	58
Tabulka 12 – Odhadované náklady na další použitý materiál pro jedno ŽKV .....	58
Tabulka 13 - Celkové odhadované náklady na materiál S355NL použitý pro jedno ŽKV .....	59
Tabulka 14 - Předpokládaný vývoj mezd v letech 2019 – 2022 (roční nárůst o 1,5%) .....	59
Tabulka 15 – Odhadovaná časová náročnost výroby součástí před svařováním pro 1 ŽKV ....	59
Tabulka 16 – Odhadovaná časová náročnost svařování a montáže konzolí na rámy podvozků jednoho ŽKV.....	60
Tabulka 17 – Odhadované náklady na brzdové zařízení pro 1 ŽKV .....	60
Tabulka 18 – Odhadované náklady na práci při výměně brzdových kotoučů jednoho ŽKV ...	61
Tabulka 19 – Odhadované náklady na montáž brzdových zařízení pro 1 ŽKV .....	61

Tabulka 20 – Celkové odhadované náklady na úpravu rámců podvozků a montáž nových brzdových zařízení na vůz Bdpee <sup>231</sup> .....	61
Tabulka 21 – Jednorázové odhadované náklady na schválení změny brzdového zařízení.....	62
Tabulka 22 – Odhadované náklady na práci při výměně brzdových kotoučů pro 1 ŽKV (sazba 409 Kč / h).....	62
Tabulka 23 – Odhadované náklady na materiál při výměně brzdových kotoučů pro 1 ŽKV...	62
Tabulka 24 – Celkové odhadované náklady na výměnu brzdových kotoučů pro 1 ŽKV v současném systému údržby vozidla Bdpee <sup>231</sup> .....	62
Tabulka 25 - Odhad ušlého zisku za odstávky všech vozů v současném systému údržby BK (viz. Příloha A).....	63
Tabulka 26 - Odhad ušlého zisku za odstávky všech vozů navrhovaného systému údržby BK (viz. Příloha B).....	64
Tabulka 27 - Odhadovaná úspora za odstávky všech vozů Bdpee <sup>231</sup> .....	64
Tabulka 28 - Porovnání odhadovaných nákladů na práci a použitý materiál při údržbě všech vozů Bdpee <sup>231</sup> .....	64
Tabulka 29 - Celková odhadovaná úspora na údržbu BK po realizaci návrhu všech vozů Bdpee <sup>231</sup> .....	64

## **Seznam příloh**

Příloha A – Původní koncepce údržby BK vozů Bdpee<sup>231</sup>

Příloha B – Navrhovaná koncepce údržby BK vozů Bdpee<sup>231</sup>

Příloha C – Výkresová dokumentace úpravy podvozku, 18 s

Příloha D – Fotografická dokumentace analýzy BK vozu Bdpee<sup>231</sup> v provozu (Příloha v IS EDISON)

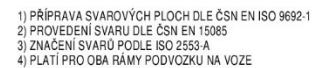
## Příloha A – Původní koncepce údržby BK vozů Bdpce<sup>231</sup>

[illegible]

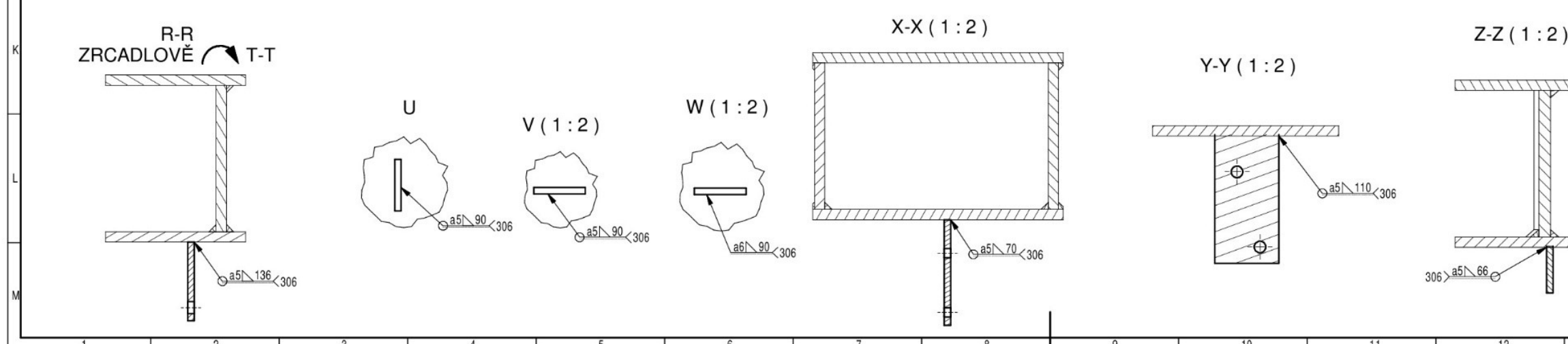
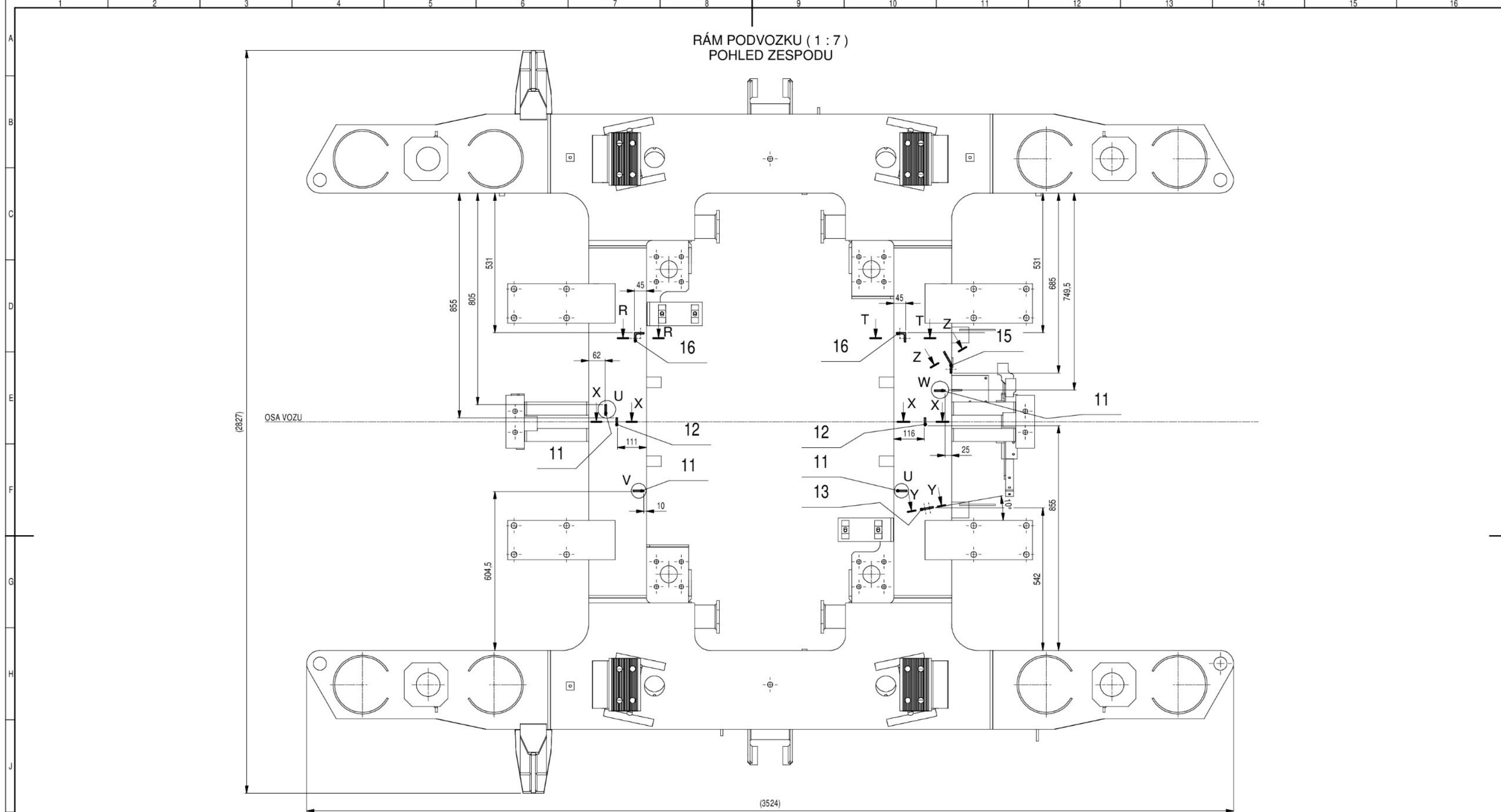
## **Příloha B – Navrhovaná koncepce údržby BK vozů Bdpce<sup>231</sup>**

[illegible]



[illegible]



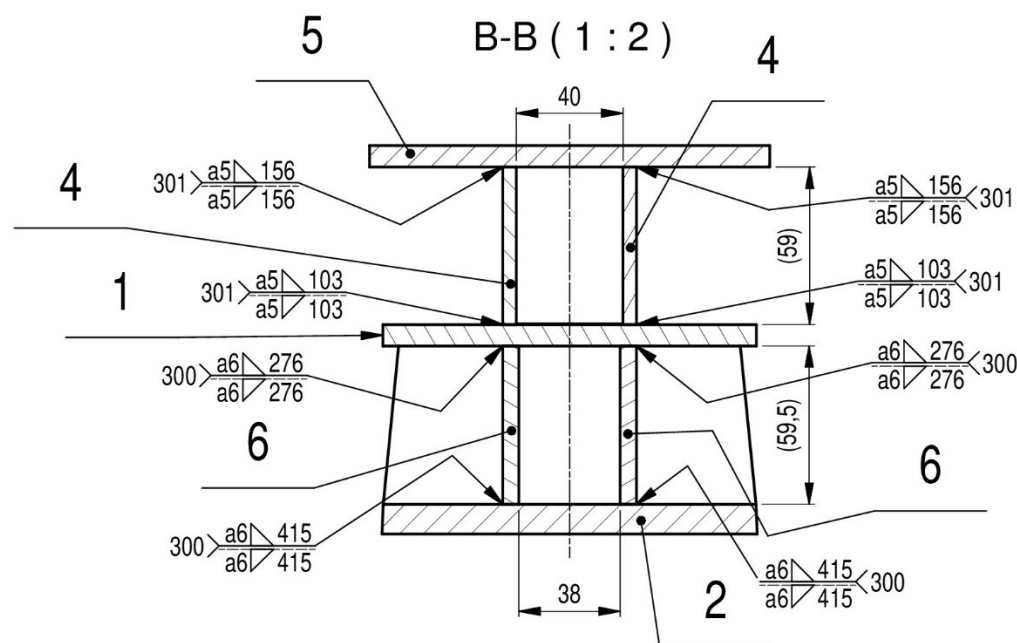
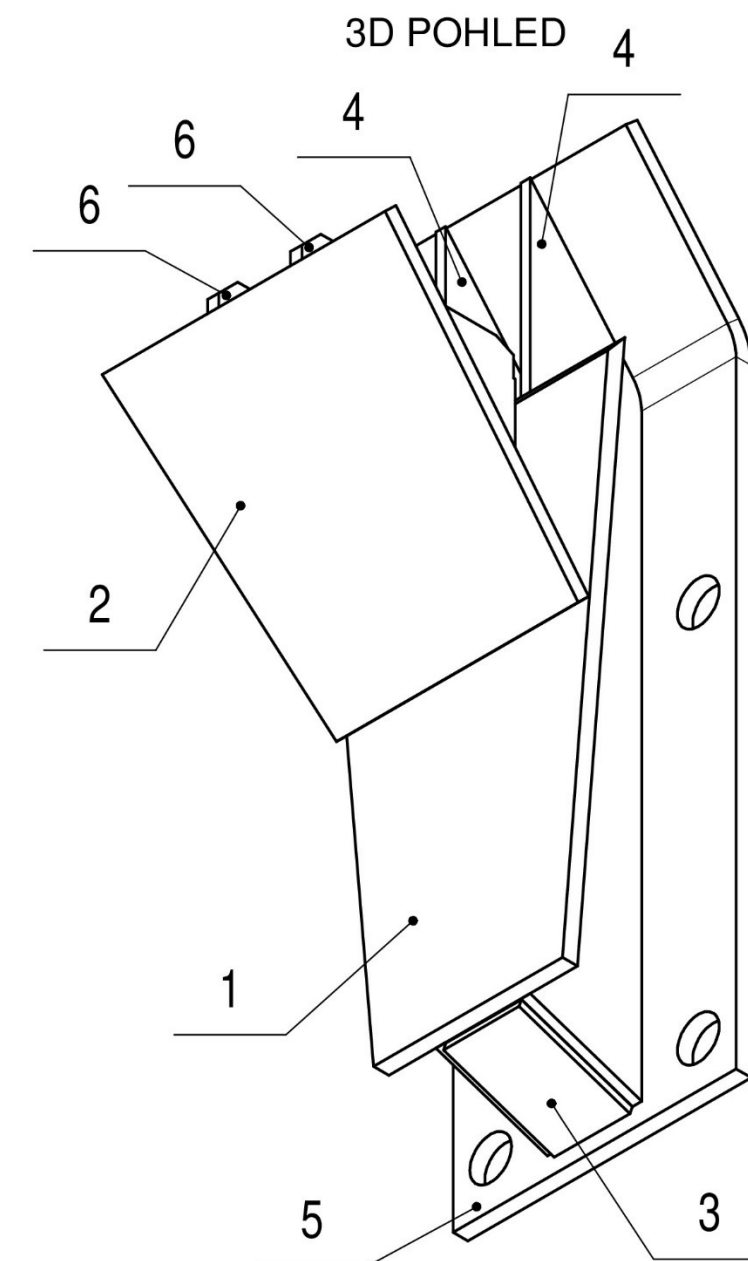
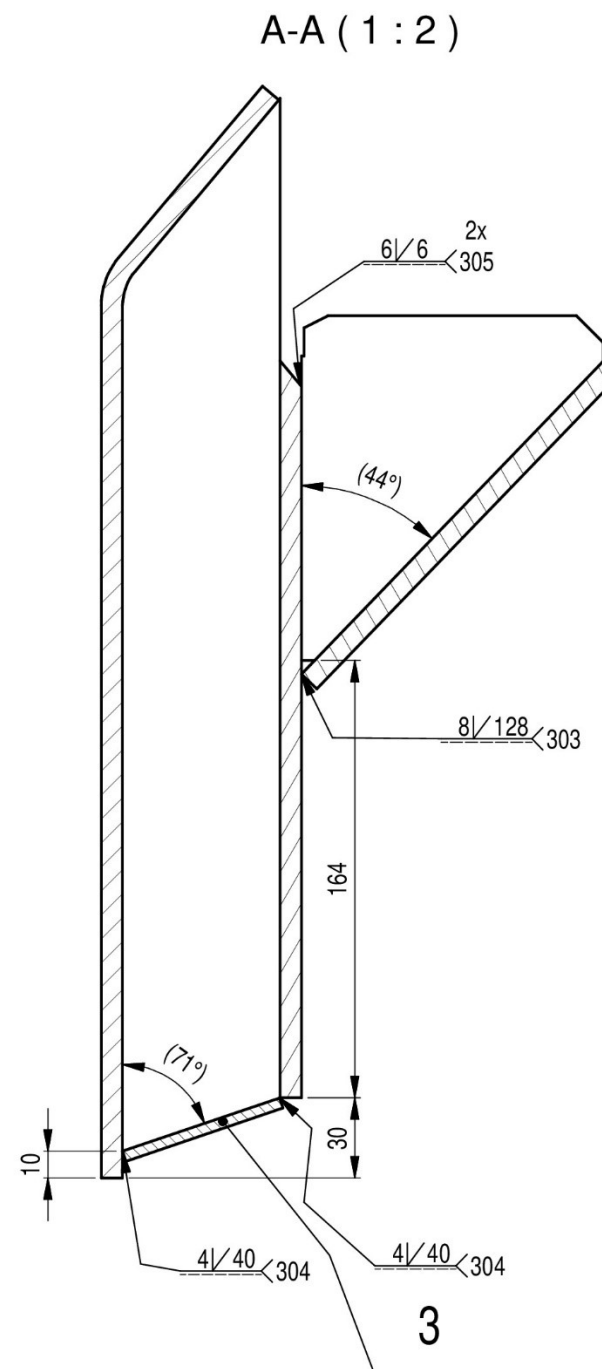
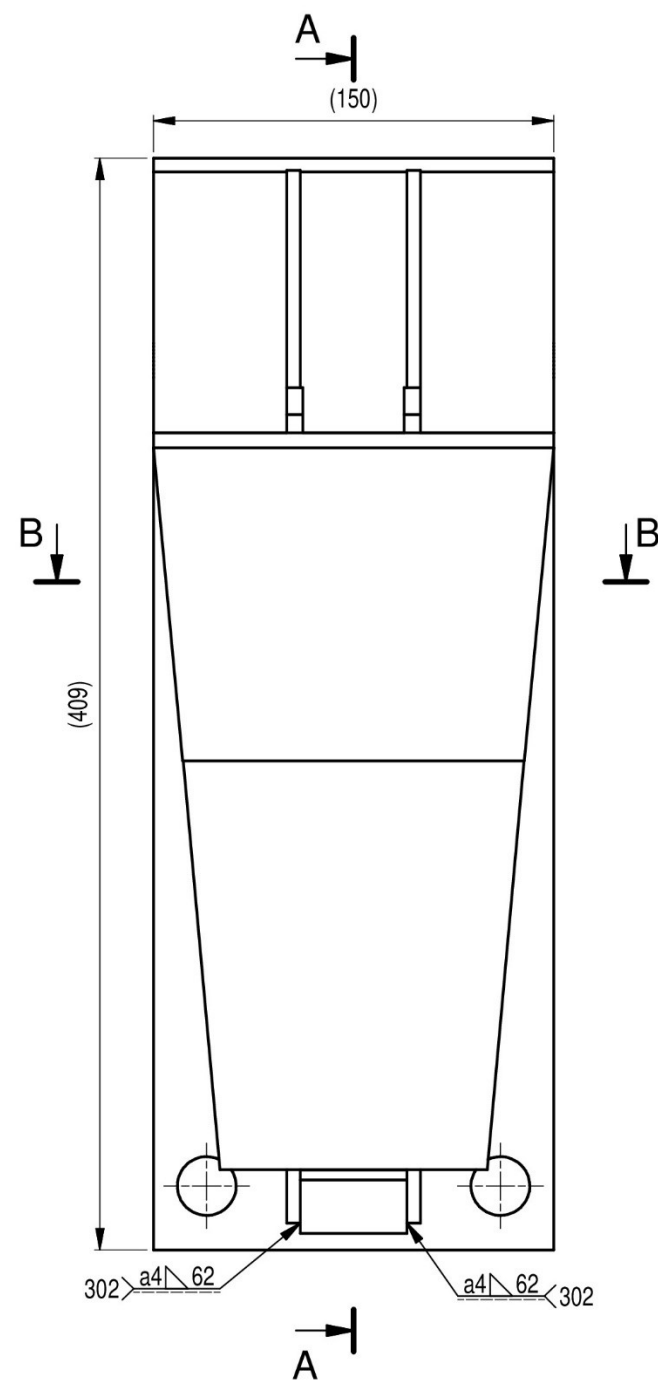


1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1  
2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085  
3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A  
4) PLATÍ PRO OBA RÁMY PODVOZKU NA VOZE



NO	ZVĚNA	VYPRACOVAL	SCHVÁL	DATUM	HMOTNOST kg	MEŘÍTKO
ZN.MAT.	ROZM.POLOT.	FORMAT A1			T.O.	1:2
TDP						
MEZNAČENÍ HRANY ISO 13715	TOLEROVÁNÍ ISO 1015 DEKHOŠT ISO 1302:2002	TOLERANCE ČSN ISO 2768 EN ISO 13029		PROMITÁNÍ		
VYPR. Píňák R.	NORM.REF.	ČSN ISO 2768 mK BF		POZN. Bdpee 231	Č. SESTAVY	
PREZK.	SCHVÁLIL	05.04.2019		STARÝ V.	Č.V.	
TECHNOL.	DATUM	05.04.2019		STARÝ V.	Č.V.	
NÁZEV MONTÁŽ KONZOL NA RÁM PODVOZKU					1_00058	
LIST / LISTŮ 2/2					INDEX	

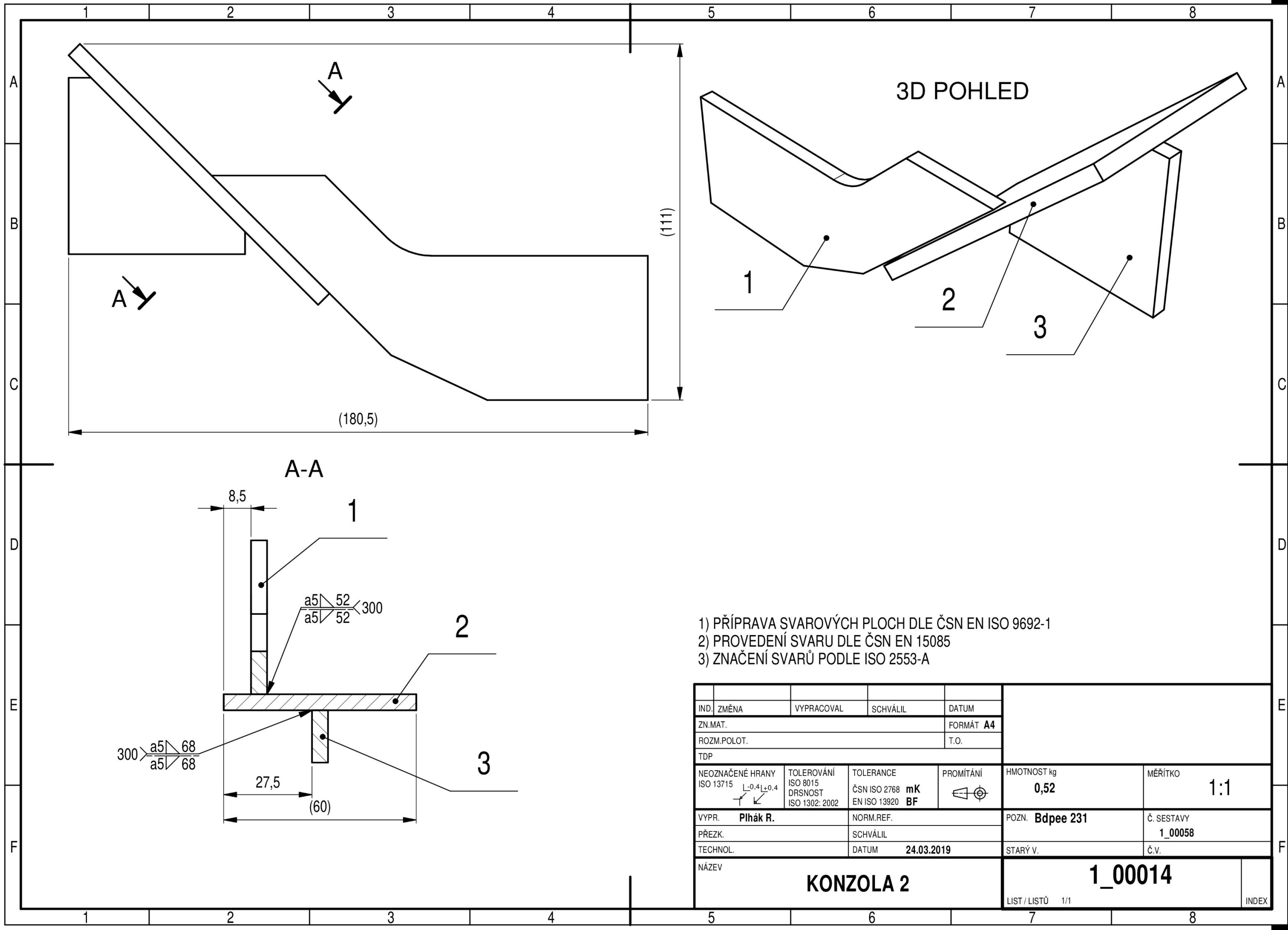
Poz.	Č.v. / Č.p.	Zm.	Název	Typ / Rozměr	Materiál	Norma / Výrobce	Mn.	MJ	TDP / Poznámka	Hmot.
1			RÁM PODVOZKU				1 ks		PŮVODNÍ	
2	1_00009		KONZOLA 1				4 ks			9,96
3	1_00014		KONZOLA 2				2 ks			0,52
4	1_00017		KONZOLA 3				1 ks			0,74
5	1_00020		NÁVAREK 7				1 ks			0,07
6	1_00024		DRŽÁK VÁLCE 1				2 ks			3,64
7	1_00027		DRŽÁK VÁLCE 2				2 ks			3,07
8	1_00031		KONZOLA 4				2 ks			5,95
9	1_00041		KONZOLA PŘEDNÍ				1 ks			4,16
10	1_00054		KONZOLA ZADNÍ				1 ks			6,3
11	0_00001		NÁVAREK 1				8 ks			0,11
12	0_00002		NÁVAREK 2				2 ks			0,09
Revize				Zpracoval: Plhák R. Datum: 05.04.2019 Přezkoušel: Technolog:		Název: MONTÁŽ KONZOL NA RAM PODVOZKU		Číslo výkresu 1_00058		
R Komentář				Datum		Projekt: Bdpee 231		Index:		List/Listů: 1/2
				Autor						

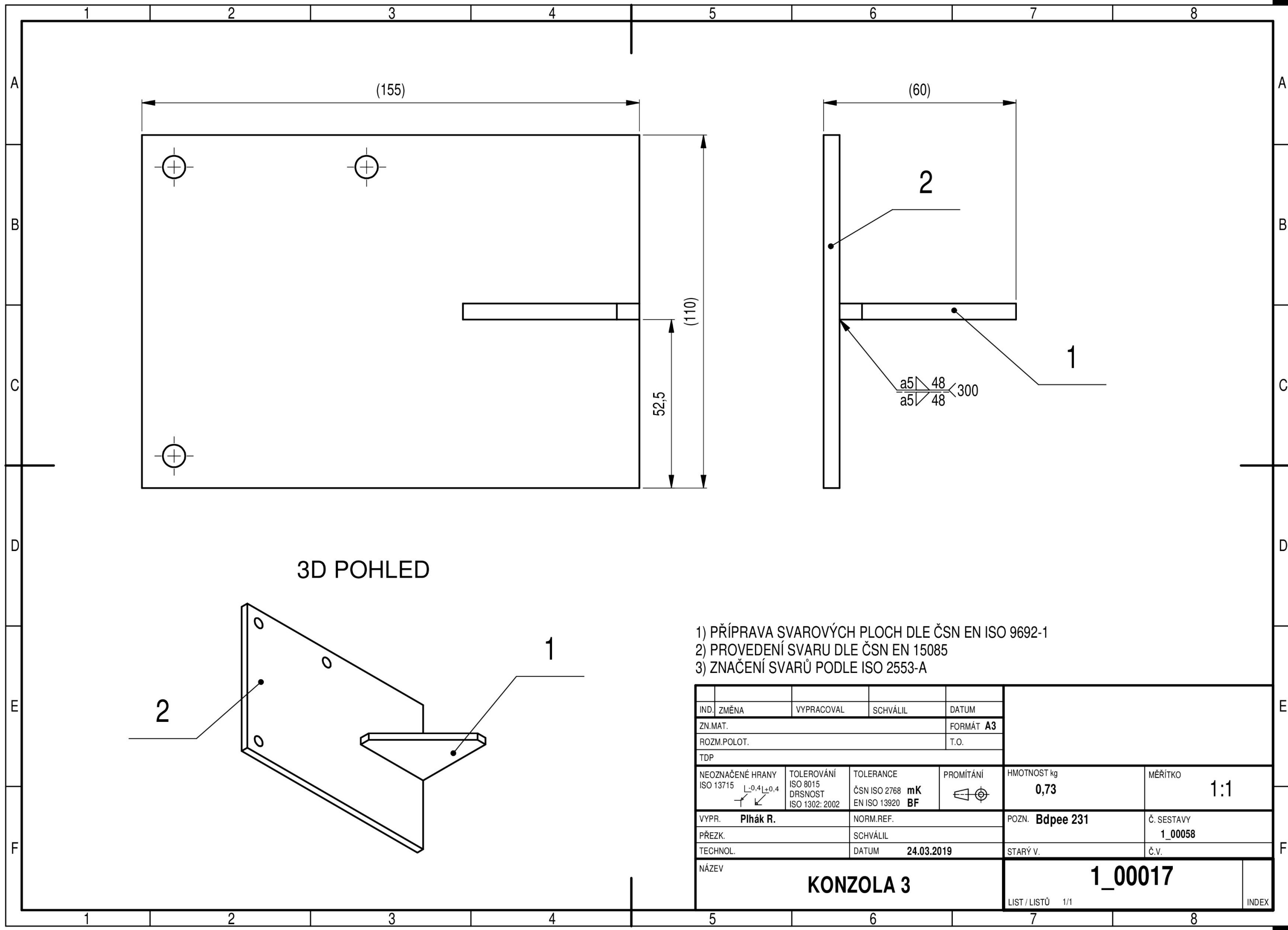
[illegible]

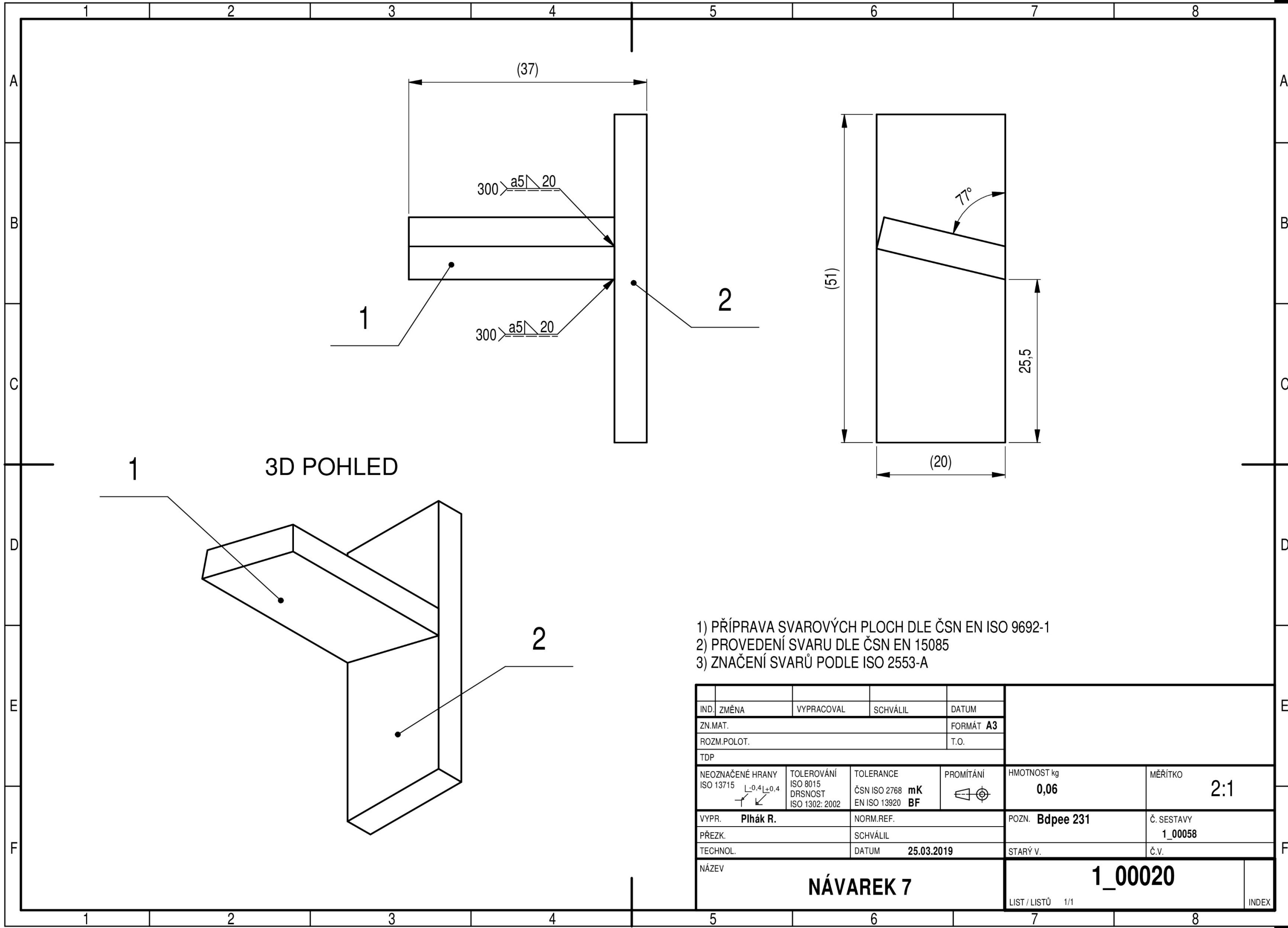


- 1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1
- 2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085
- 3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A

IND. ZMĚNA		VYPRACOVAL		SCHVÁLIL	
ZN.MAT.				FORMAT A2	
ROZM.POLOT.				T.O.	
TDP					
NEOZNAČENÉ HRANY ISO 13715 		TOLEROVÁNÍ ISO 8015 DRSNOST ISO 1302: 2002		TOLERANCE ČSN ISO 2768 mK EN ISO 13920 BF	
					
VYPR. Pihák R.		NORM.REF.		HMOTNOST kg 9,96	
PŘEZK.		SCHVÁLIL		MĚŘÍTKO 1:2	
TECHNOL.		DATUM 24.03.2019		Č. SESTAVY 1_00058	
NÁZEV				STARÝ V. Č.V.	
KONZOLA 1				1_00009	
				LIST / LISTŮ 1/1	
				INDEX	







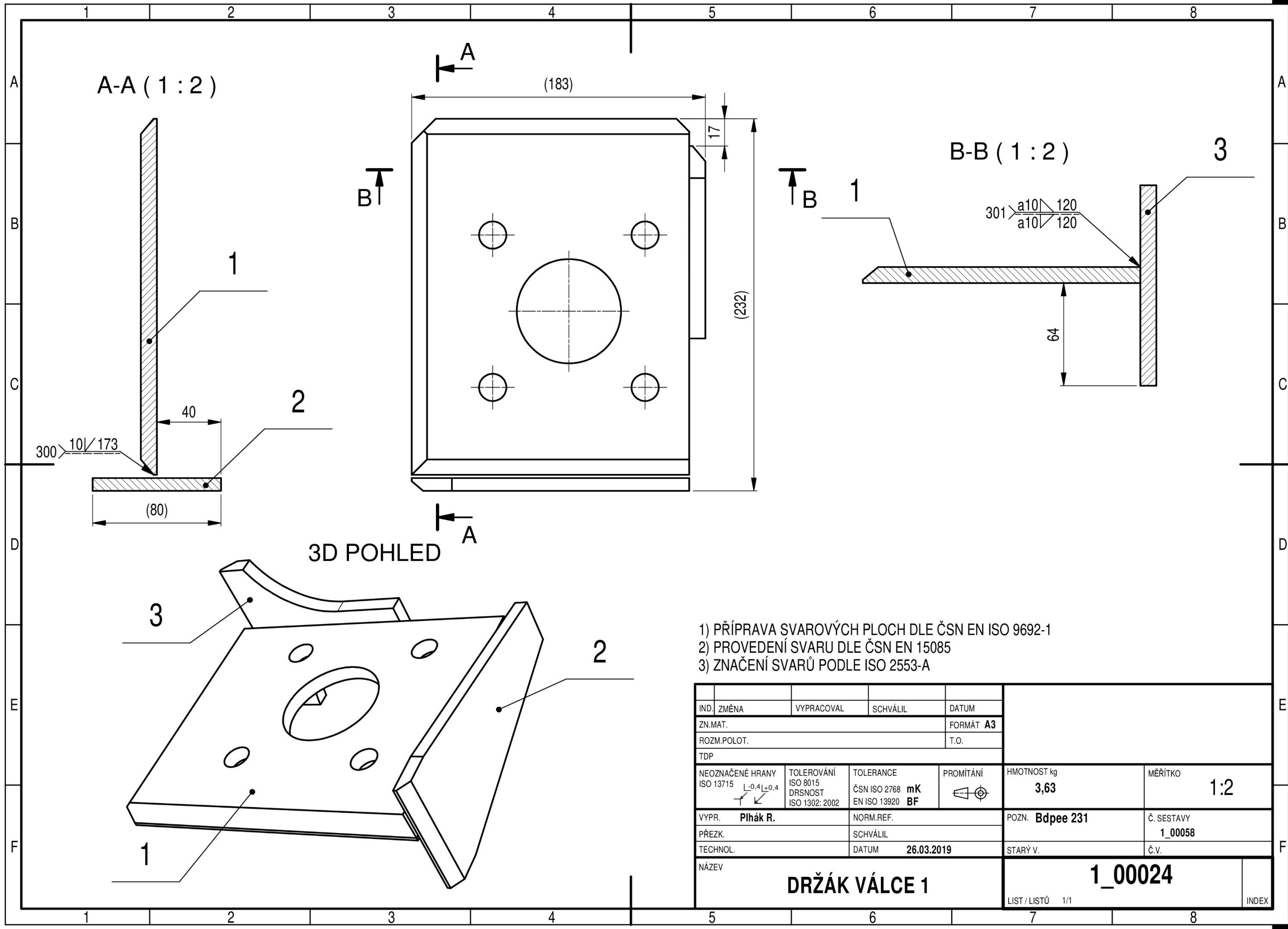
1

3D POHLED

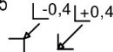

2

- 1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1
- 2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085
- 3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A

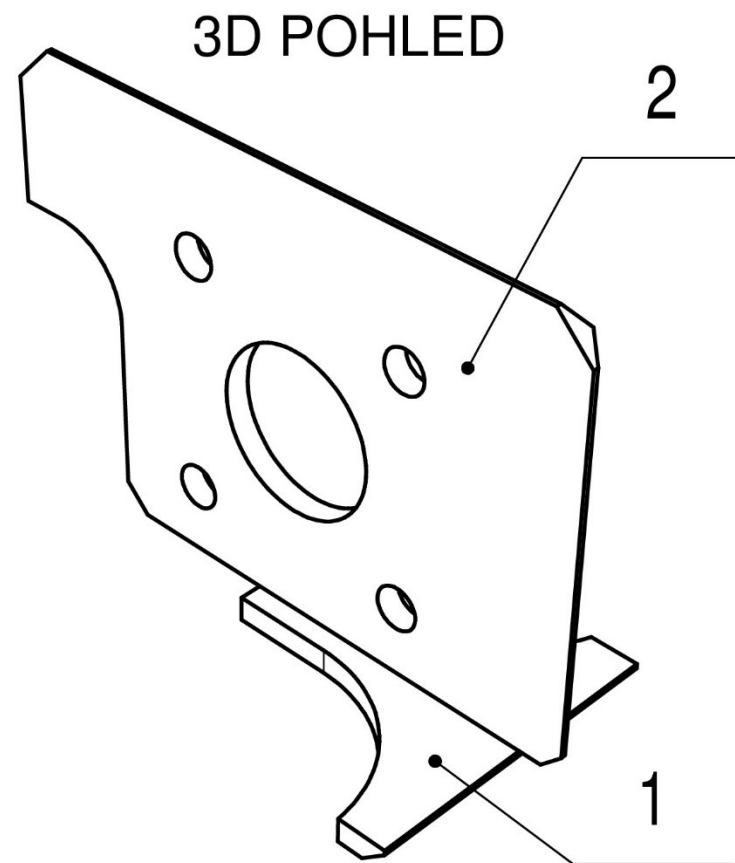
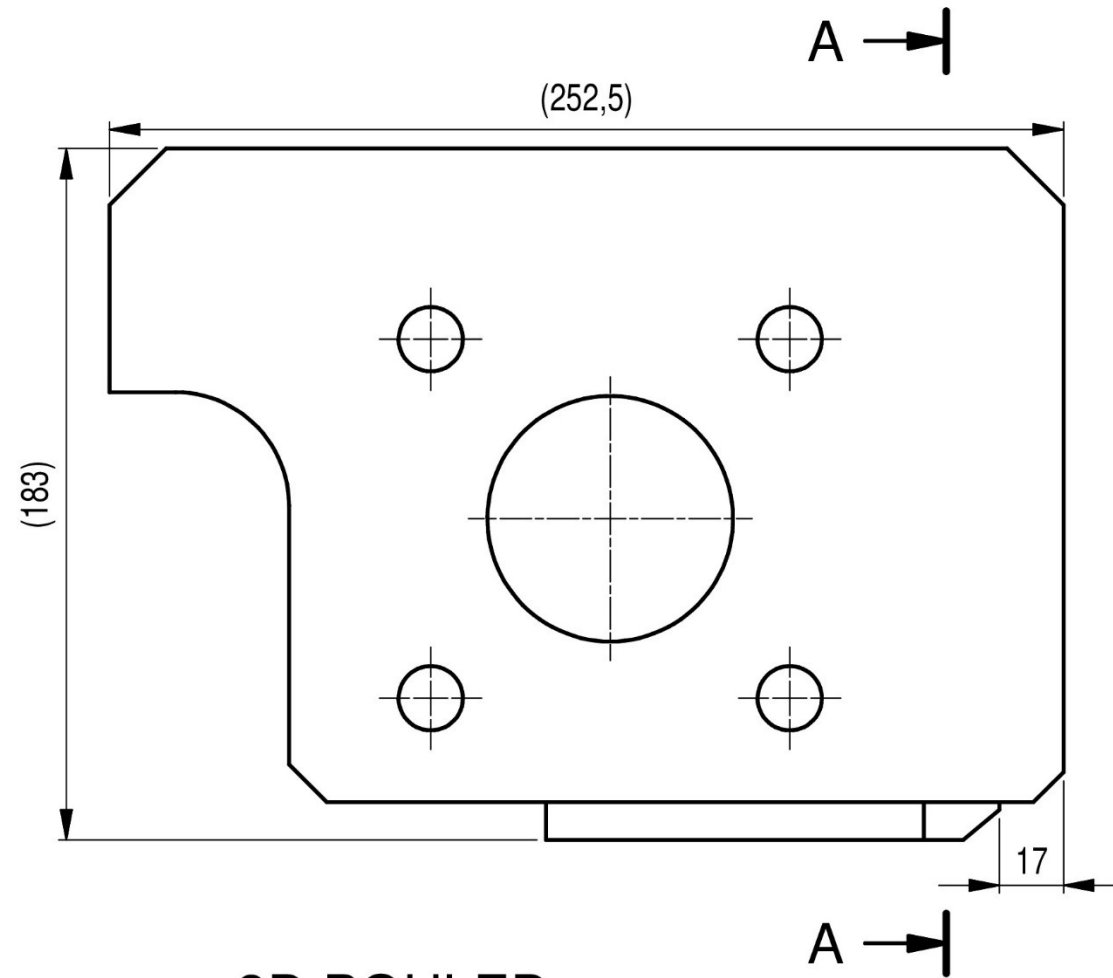
IND.	ZMĚNA	VYPRACOVAL	SCHVÁLIL	DATUM		
ZN.MAT.				FORMÁT	A3	
ROZM.POLOT.				T.O.		
TDP						
NEOZNAČENÉ HRANY ISO 13715	TOLEROVÁNÍ ISO 8015 DRSNOST ISO 1302: 2002	TOLERANCE ČSN ISO 2768 mK EN ISO 13920 BF	PROMÍTÁNÍ	HMOTNOST kg	MĚŘÍTKO	
				0,06	2:1	
VYPR.	Plhák R.	NORM.REF.		POZN.	Bdpee 231	
PŘEZK.		SCHVÁLIL			Č. SESTAVY	
TECHNOL.		DATUM	25.03.2019		1_00058	
NÁZEV					Č.V.	
NÁVAREK 7					1_00020	
				LIST / LISTŮ	1/1	INDEX



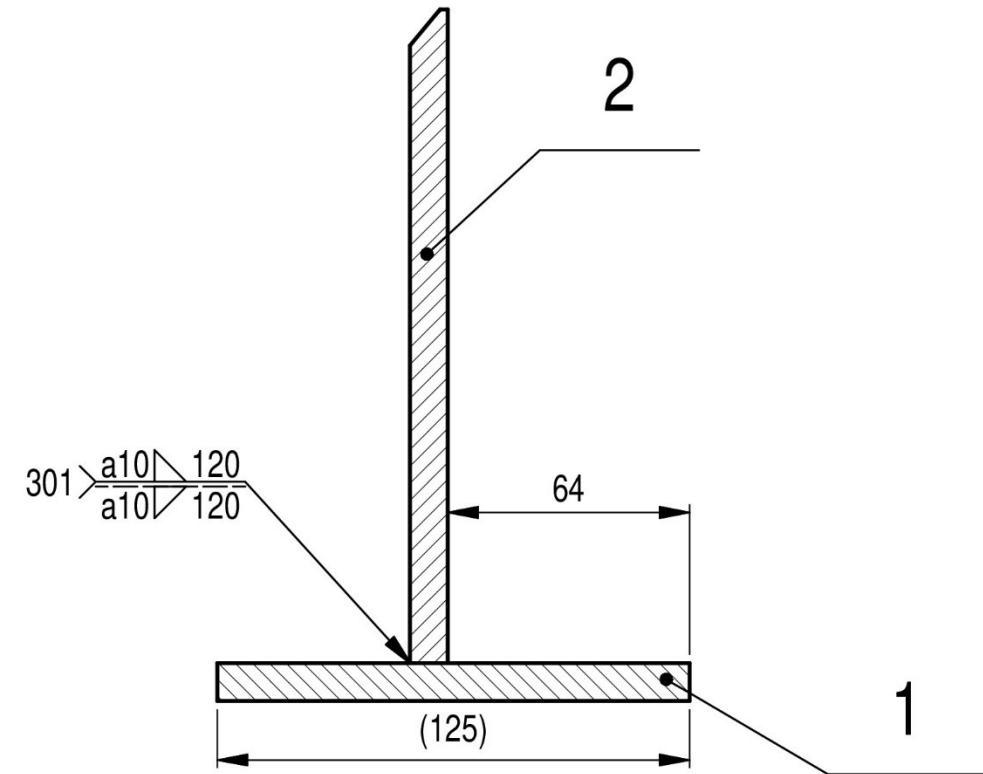
- 1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1  
2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085  
3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A

IND.	ZMĚNA	VYPRACOVAL	SCHVÁLIL	DATUM				
ZN.MAT.				FORMÁT <b>A3</b>				
ROZM.POLOT.				T.O.				
TDP								
NEOZNAČENÉ HRANY ISO 13715 		TOLEROVÁNÍ ISO 8015 DRSNOST ISO 1302: 2002		TOLERANCE ČSN ISO 2768 <b>mK</b> EN ISO 13920 <b>BF</b>	PROMÍTÁNÍ 	HMOTNOST kg <b>3,63</b>	MĚŘÍTKO <b>1:2</b>	
VYPR. <b>Plhák R.</b>		NORM.REF.				POZN. <b>Bdpee 231</b>	Č. SESTAVY <b>1_00058</b>	
PŘEZK.		SCHVÁLIL						
TECHNOL.		DATUM <b>26.03.2019</b>				STARÝ V.	Č.V.	
NÁZEV <b>DRŽÁK VÁLCE 1</b>						<b>1_00024</b>		
						LIST / LISTŮ 1/1	INDEX	





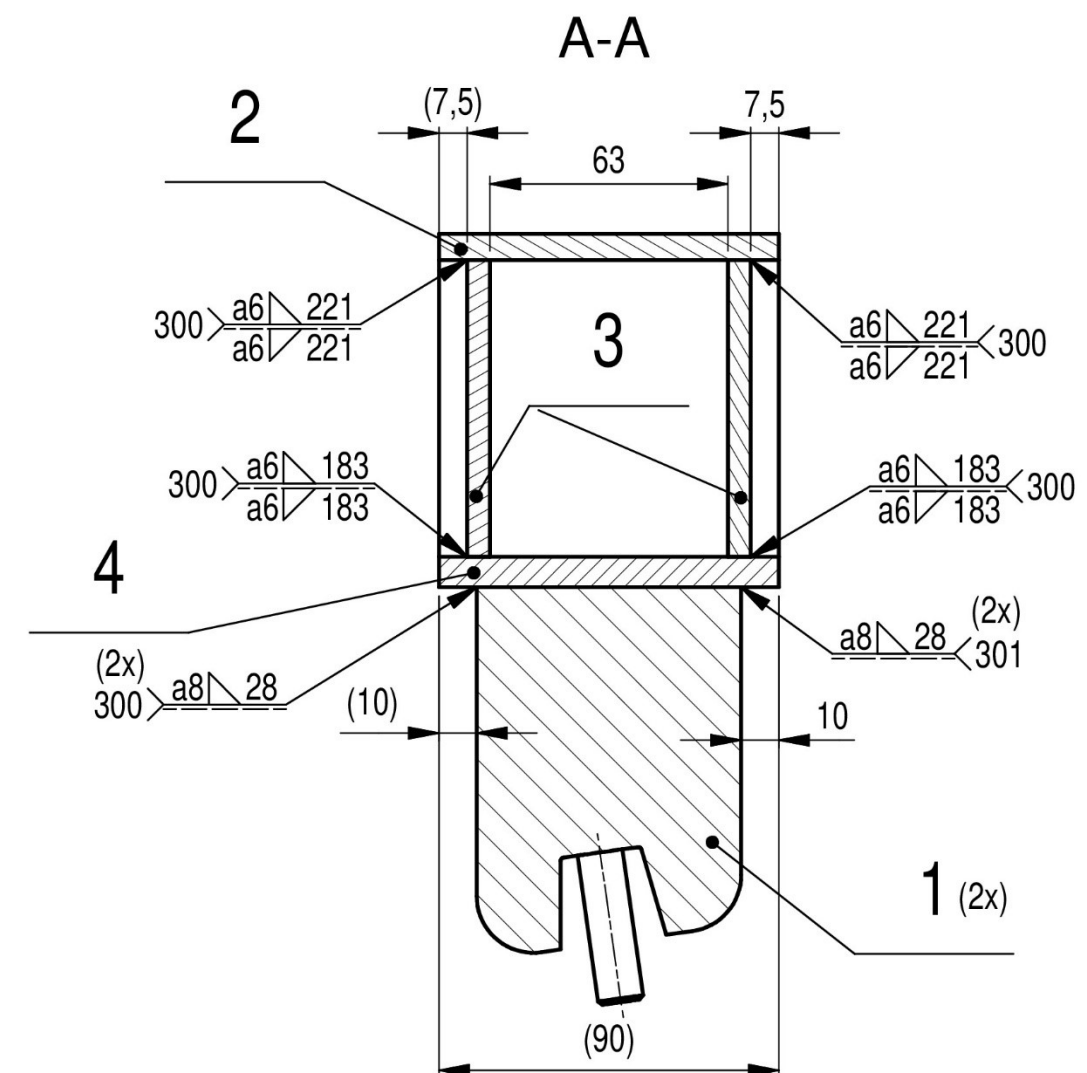
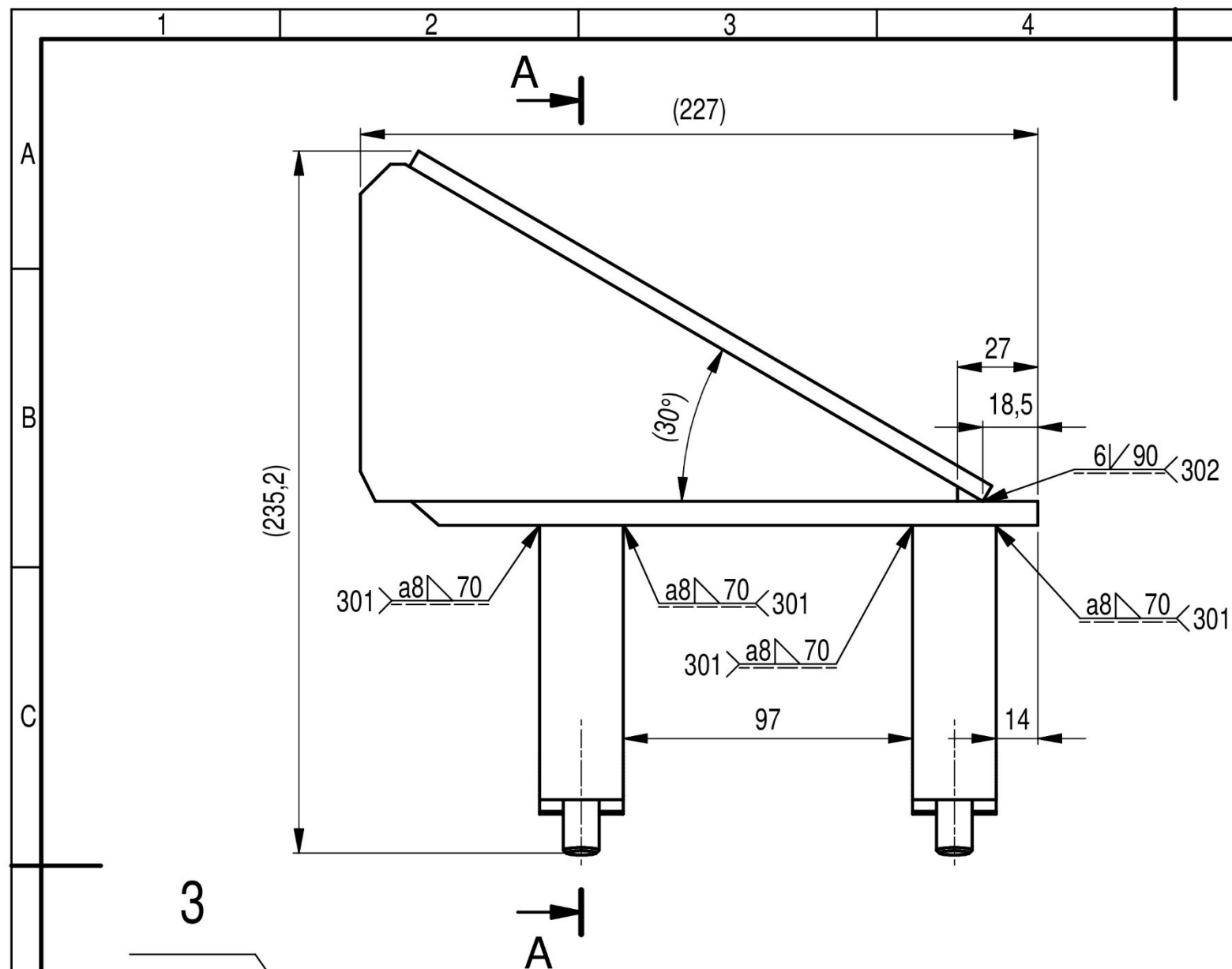


A-A (1:2)



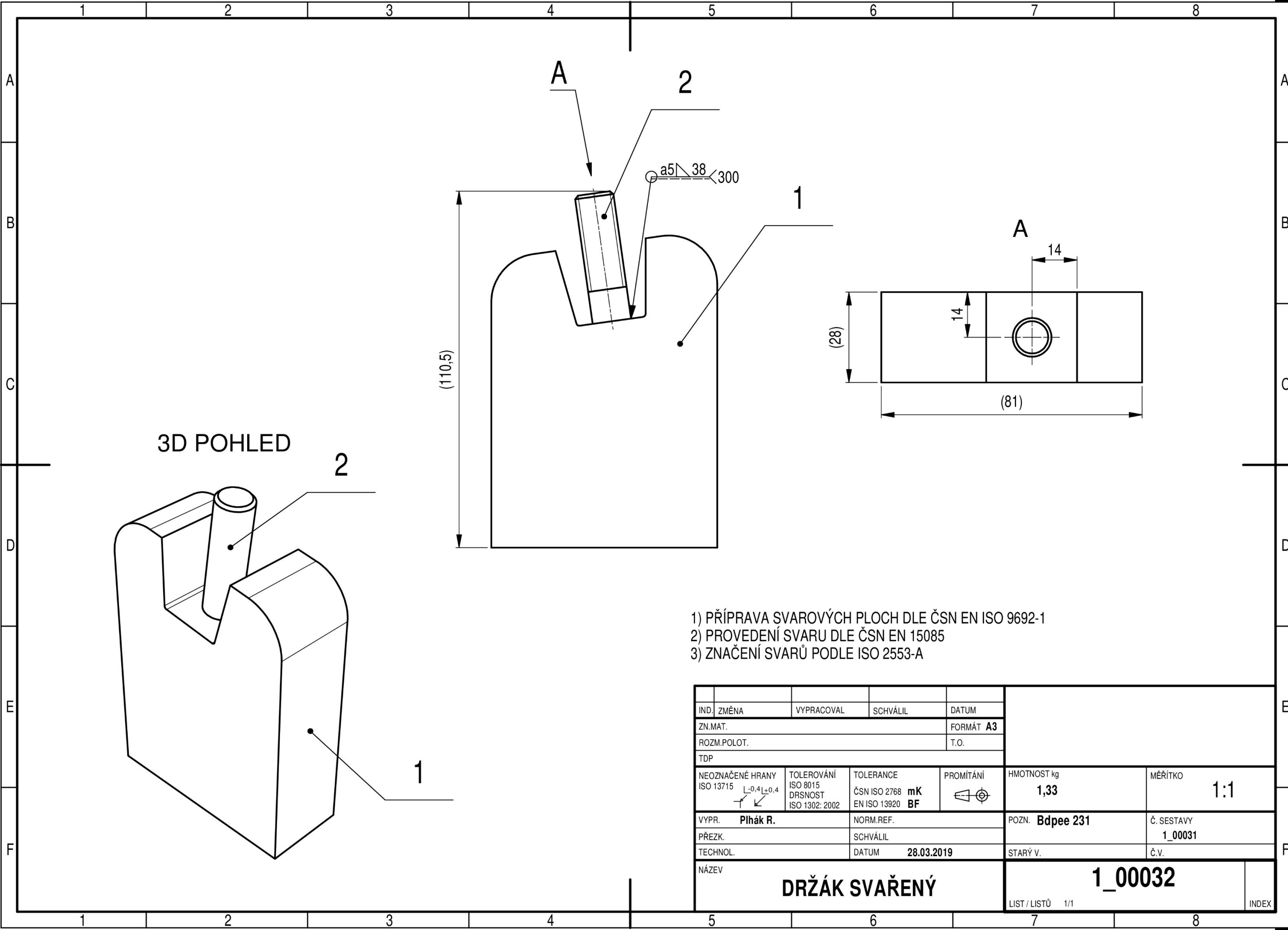
- 1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1
- 2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085
- 3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A

IND.	ZMĚNA	VYPRACOVAL	SCHVÁLIL	DATUM		
ZN.MAT.				FORMÁT <b>A3</b>		
ROZM.POLOT.				T.O.		
TDP						
NEOZNAČENÉ HRANY ISO 13715 <div></div>		TOLEROVÁNÍ ISO 8015 DRSNOST ISO 1302: 2002	TOLERANCE ČSN ISO 2768 <b>mK</b> EN ISO 13920 <b>BF</b>	PROMÍTÁNÍ <div></div>	HMOTNOST kg <b>3,07</b>	MĚŘÍTKO <b>1:2</b>
VYPR. <b>Plhák R.</b>		NORM.REF.			POZN. <b>Bdpee 231</b>	Č. SESTAVY <b>1_00058</b>
PŘEZK.		SCHVÁLIL				
TECHNOL.		DATUM <b>27.03.2019</b>			STARÝ V.	Č.V.
NÁZEV  <b>DRŽÁK VÁLCE 2</b>					<b>1_00027</b>	
					LIST / LISTŮ 1/1	INDEX



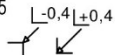

- 1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1
- 2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085
- 3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A

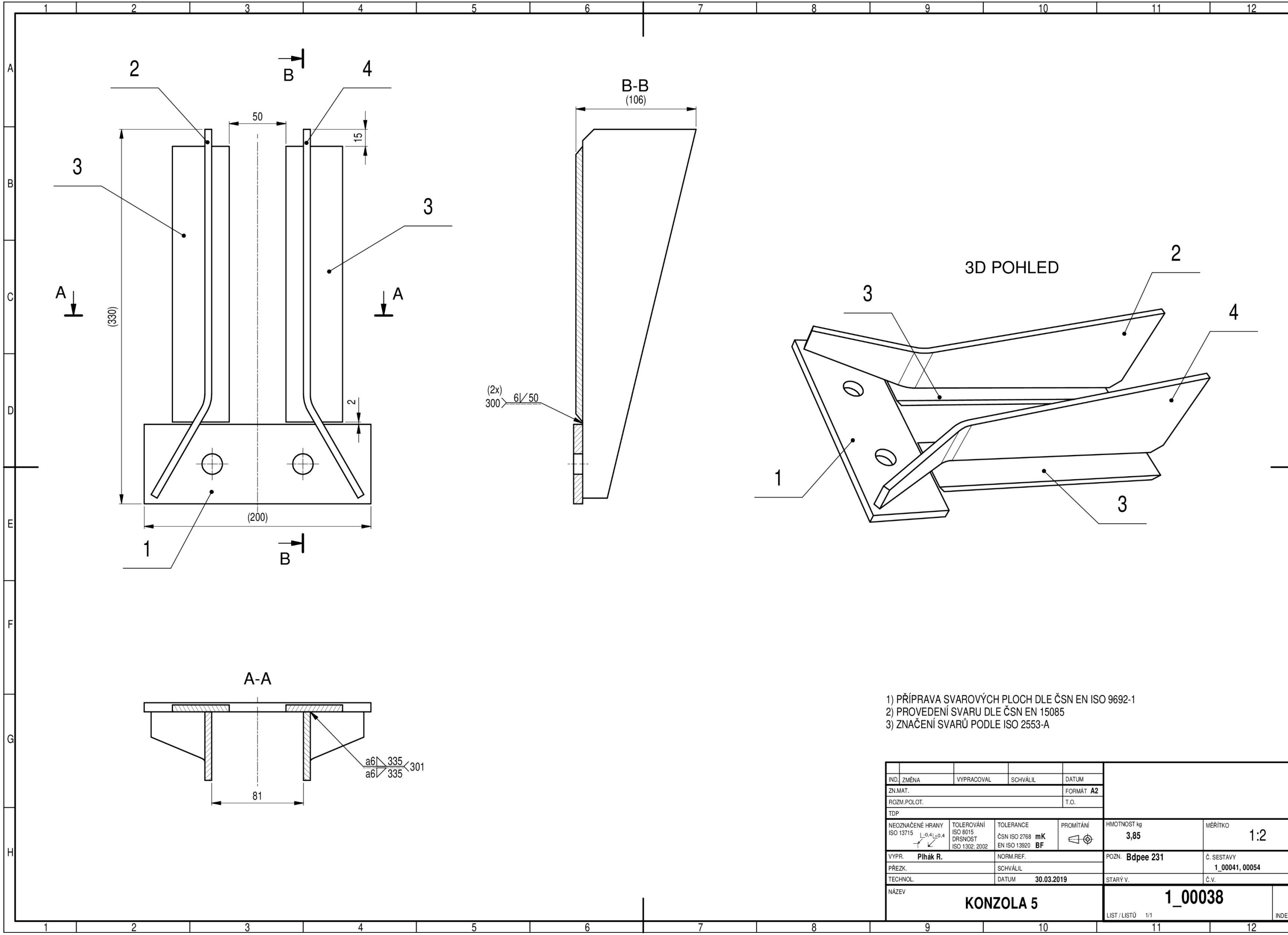
IND.	ZMĚNA	VYPRACOVAL	SCHVÁLIL	DATUM		
ZN.MAT.				FORMÁT <b>A3</b>		
ROZM.POLOT.				T.O.		
TDP						
NEOZNAČENÉ HRANY ISO 13715 <div><div><div></div><div></div></div><div><div></div><div></div></div><div>L-0,4   +0,4</div></div>		TOLEROVÁNÍ ISO 8015 DRSNOST ISO 1302: 2002	TOLERANCE ČSN ISO 2768 <b>mK</b> EN ISO 13920 <b>BF</b>	PROMÍTÁNÍ <div><div></div><div></div></div>	HMOTNOST kg <b>5,94</b>	MĚŘÍTKO <b>1:2</b>
VYPR. <b>Plhák R.</b>		NORM.REF.			POZN. <b>Bdpee 231</b>	Č. SESTAVY <b>1_00058</b>
PŘEZK.		SCHVÁLIL				
TECHNOL.		DATUM <b>29.03.2019</b>			STARÝ V.	Č.V.
NÁZEV <b>KONZOLA 4</b>				1_00031		
				LIST / LISTŮ 1/1		
				INDEX		





3D POHLED

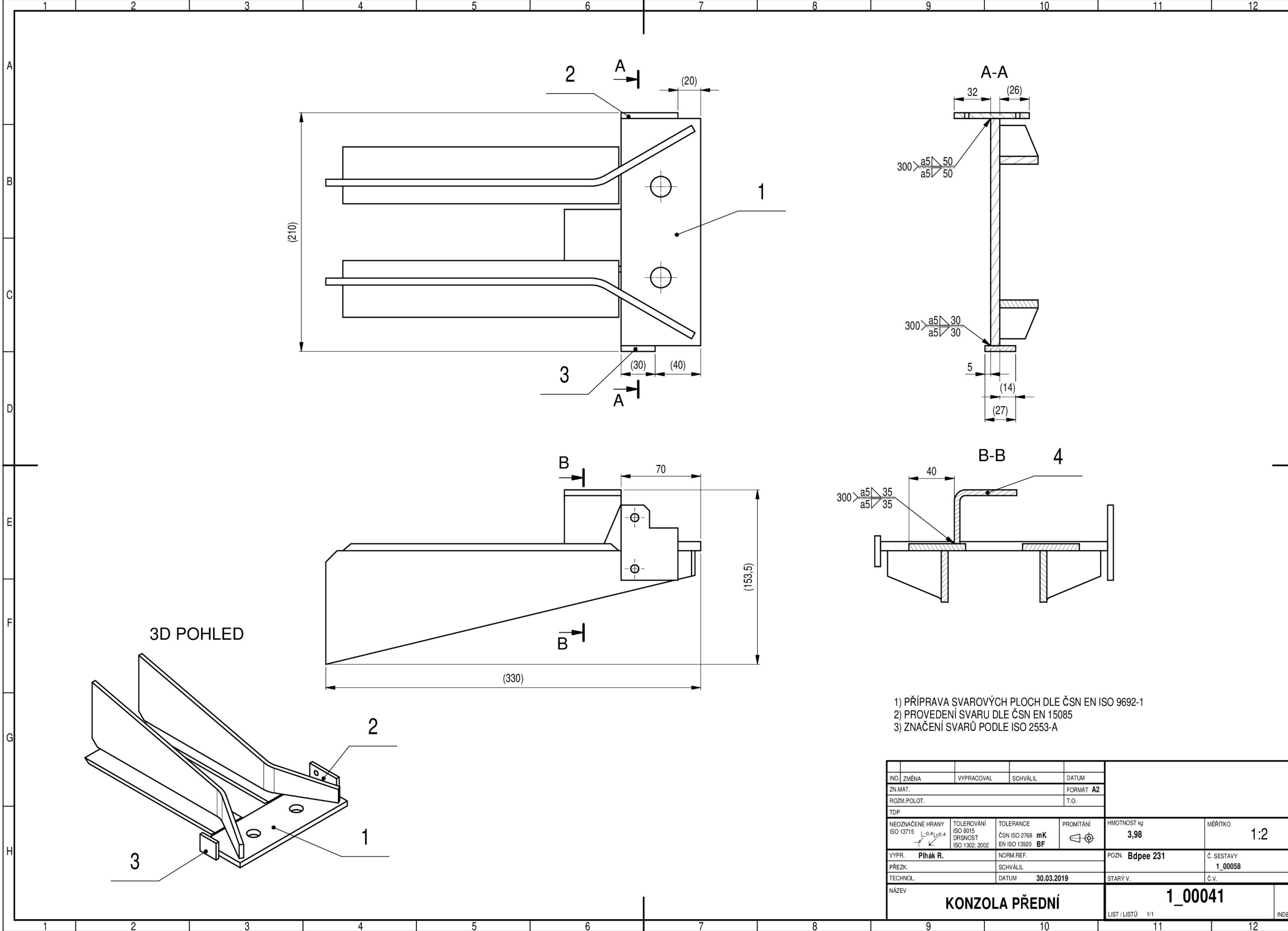
- 1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1
- 2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085
- 3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A

IND.	ZMĚNA	VYPRACOVAL	SCHVÁLIL	DATUM		
ZN.MAT.				FORMÁT <b>A3</b>		
ROZM.POLOT.				T.O.		
TDP						
NEOZNAČENÉ HRANY ISO 13715 		TOLEROVÁNÍ ISO 8015 DRSNOST ISO 1302: 2002	TOLERANCE ČSN ISO 2768 <b>mK</b> EN ISO 13920 <b>BF</b>	PROMÍTÁNÍ 	HMOTNOST kg <b>1,33</b>	MĚŘÍTKO <b>1:1</b>
VYPR. <b>Plhák R.</b>		NORM.REF.		POZN. <b>Bdpee 231</b>	Č. SESTAVY <b>1_00031</b>	
PŘEZK.		SCHVÁLIL				
TECHNOL.		DATUM <b>28.03.2019</b>		STARÝ V.	Č.V.	
NÁZEV <b>DRŽÁK SVAŘENÝ</b>				1_00032		
				LIST / LISTŮ 1/1		INDEX





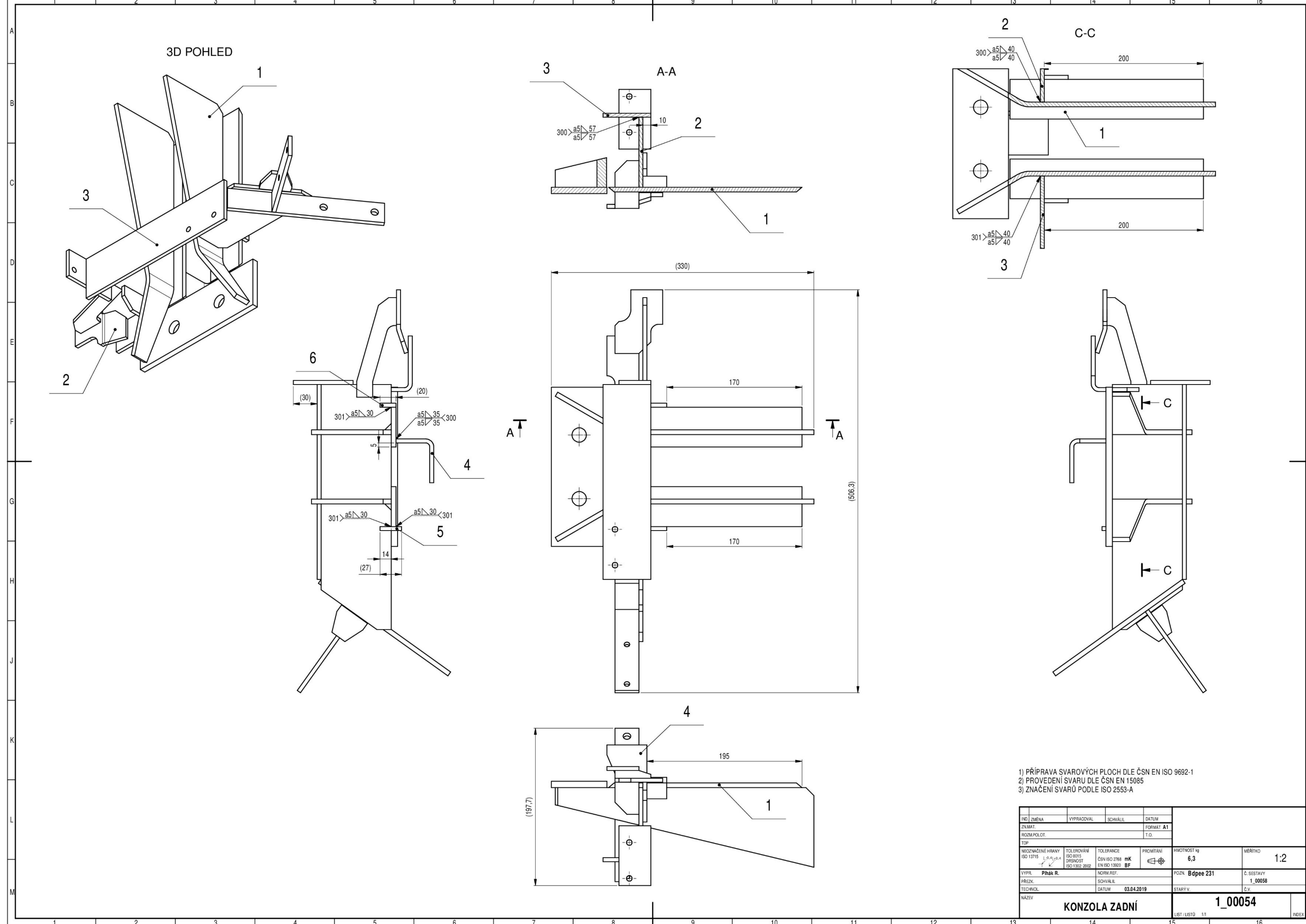
- 1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1  
2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085  
3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A

IND. ZMĚNA		VYPRACOVAL		SCHVÁLIL DATUM	
ZN.MAT.				FORMÁT A2	
ROZM.POLOT.				T.O.	
TDP					
NEOZNAČENÉ HRANY ISO 13715 		TOLEROVÁNÍ ISO 8015 DRSNOST ISO 1302: 2002		TOLERANCE ČSN ISO 2768 mK EN ISO 13920 BF	
				PROMÍTÁNÍ 	
VYPR. Plhák R.				NORM.REF.	
PŘEZK.				SCHVÁLIL	
TECHNOL.				DATUM 30.03.2019	
NÁZEV				HMOTNOST kg	
KONZOLA 5				3,85	
				MĚŘÍTKO	
				1:2	
POZN. Bdpee 231				Č. SESTAVY	
				1_00041, 00054	
STARÝ V.				Č.V.	
1_00038					
LIST / LISTŮ 1/1				INDEX	

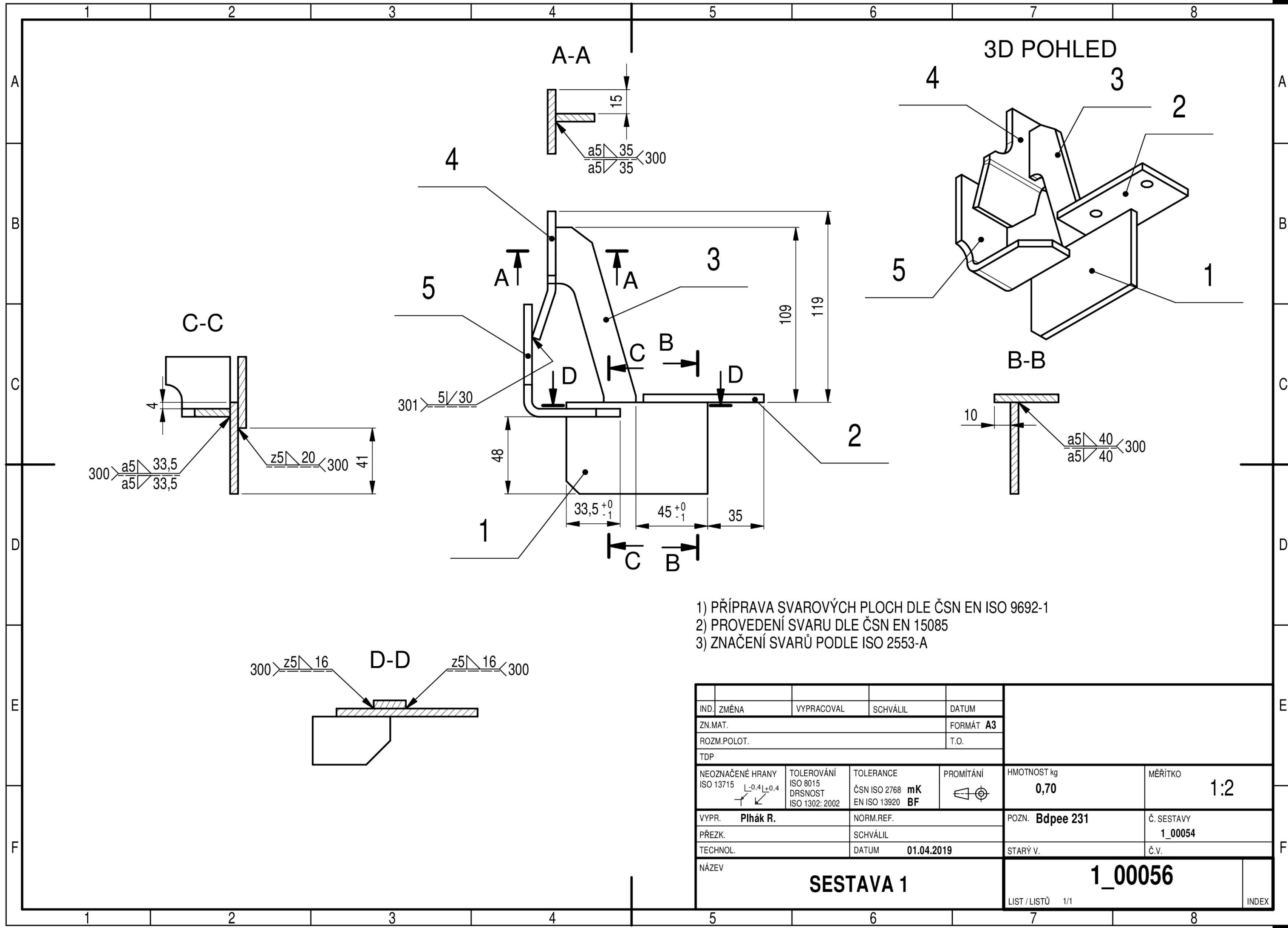


- 1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1  
2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085  
3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A

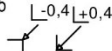

IND. ZMĚNA		VYPRACOVAL		SCHVÁLIL	
ZN.MAT.				DATUM	
ROZM.POLOT.				FORMÁT A2	
TDP				T.O.	
NEOZNAČENÉ HRANY ISO 13715 		TOLEROVÁNÍ ISO 8015 DRSNOST ISO 1302:2002		TOLERANCE ČSN ISO 2768 mK EN ISO 13920 BF	
				PROMÍTÁNÍ 	
VYPR. Plhák R.		NORM.REF.		HMOTNOST.kg 3,98	
PŘEZK.		SCHVÁLIL		MÉRÍTKO 1:2	
TECHNOL.		DATUM 30.03.2019		POZN. Bdpee 231	
NÁZEV				Č. SESTAVY 1_00058	
KONZOLA PŘEDNÍ				STARÝ V.	
				Č.V.	
				1_00041	
				LIST / LISTŮ 1/1	
				INDEX	







- 1) PŘÍPRAVA SVAROVÝCH PLOCH DLE ČSN EN ISO 9692-1  
2) PROVEDENÍ SVARU DLE ČSN EN 15085  
3) ZNAČENÍ SVARŮ PODLE ISO 2553-A

IND.	ZMĚNA	VYPRACOVAL	SCHVÁLIL	DATUM					
ZN.MAT.				FORMÁT <b>A3</b>					
ROZM.POLOT.				T.O.					
TDP									
NEOZNAČENÉ HRANY ISO 13715 		TOLEROVÁNÍ ISO 8015 DRSNOST ISO 1302: 2002		TOLERANCE ČSN ISO 2768 <b>mK</b> EN ISO 13920 <b>BF</b>		PROMÍTÁNÍ 		HMOTNOST kg <b>0,70</b>	MĚŘITKO <b>1:2</b>
VYPR. <b>Plhák R.</b>		NORM.REF.				POZN. <b>Bdpee 231</b>		Č. SESTAVY	
PŘEZK.		SCHVÁLIL						<b>1_00054</b>	
TECHNOL.		DATUM <b>01.04.2019</b>				STARÝ V.		Č.V.	
NÁZEV						1_00056			
<b>SESTAVA 1</b>						LIST / LISTŮ 1/1			INDEX



